

Análisis teórico-experimental de la arquitectura pre-turbo de sistemas de post-tratamiento en MCIA

ÓSCAR GARCÍA AFONSO

**EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



ANÁLISIS TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE LA
ARQUITECTURA PRE-TURBO DE SISTEMAS DE
POST-TRATAMIENTO EN MCIA

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Óscar García Afonso

Dirigida por:

Dr. D. Pedro Piqueras Cabrera

Valencia, noviembre de 2013

Colección Tesis Doctorales

© Óscar García Afonso

Primera edición, 2014

© de la presente edición: Editorial Universitat Politècnica de València
Telf.: 963 877 012 / www.lalibreria.upv.es

ISBN: 978-84-9048-180-6 (versión CD)

Queda prohibida la reproducción, distribución, comercialización, transformación, y en general, cualquier otra forma de explotación, por cualquier procedimiento, de todo o parte de los contenidos de esta obra sin autorización expresa y por escrito de sus autores.

TESIS DOCTORAL

ANÁLISIS TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE LA ARQUITECTURA PRE-TURBO DE SISTEMAS DE POST-TRATAMIENTO EN MCIA

Realizada por: D. Óscar García Afonso
Dirigida por: Dr. D. Pedro Piqueras Cabrera

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. José Ramón Serrano Cruz
Secretario: Dr. D. Magín Lapuerta Amigo
Vocal: Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

Evaluadores externos:

Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente
Dr. D. Francisco Vera García
Dr. D. José Rodríguez Fernández

Valencia, noviembre de 2013

Resumen

En la actualidad, los desarrollos en el campo de los motores de combustión interna alternativos están principalmente dirigidos al aumento de la eficiencia energética y a la reducción de las emisiones contaminantes. La consecución de este último objetivo, marcado por las normativas que limitan las emisiones de contaminantes, ha forzado a la instalación progresiva de sistemas de post-tratamiento de gases de escape. Atendiendo a la emisión de partículas, el filtro de partículas diésel se ha convertido en un elemento indispensable y completamente estandarizado en las líneas de escape de los motores Diésel.

Tradicionalmente, los sistemas de post-tratamiento se encuentran localizados en las líneas de escape aguas abajo de la turbina de sobrealimentación. Esto limita el nivel térmico en los sistemas de post-tratamiento, lo que afecta a la eficiencia de conversión del DOC tras el arranque del motor o en condiciones de bajo grado de carga, así como a la capacidad de regeneración pasiva del DPF. Además, a medida que se produce la acumulación de hollín en éste, el consumo del motor se ve perjudicado. A fin de contribuir a mitigar estas respuestas, se propone la ubicación del sistema de post-tratamiento, en concreto DOC y DPF, aguas arriba de la turbina. Por este motivo, el objetivo principal de la presente tesis doctoral ha sido la evaluación de las interacciones del sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo con el motor Diésel.

Para alcanzar este objetivo se hace necesario el uso combinado de técnicas de modelado y experimentales. Con respecto a la primera de ellas, se ha tomado como base un modelo de acción de ondas que permite el cálculo de la respuesta del motor en función de la ubicación del sistema de post-tratamiento. Para el uso fiable del modelo con ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento, es necesaria la correcta predicción de la temperatura a lo largo del DPF tanto en condiciones estacionarias como transitorias, así como tener en cuenta en el cálculo diferentes niveles de acumulación de hollín. Por esta razón, parte importante del trabajo ha estado dirigido a la mejora del modelo de filtros de partículas diésel de flujo de pared previamente desarrollado en aspectos básicos, realizando aportaciones en aspectos tales como la predicción del comportamiento térmico y de pérdida de presión en condiciones de acumulación de hollín.

Con el fin de confirmar los resultados aportados por el modelo, se ha realizado una evaluación experimental de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en un motor Diésel turbosobrealimentado. Este trabajo ha permitido analizar las prestaciones del motor en condiciones de operación estacionaria y transitoria así como cuantificar los efectos de la ubicación del sistema de post-tratamiento sobre las emisiones contaminantes, la eficiencia de filtrado y la capacidad de regeneración pasiva del DPF o la eficiencia de conversión del DOC.

Fruto de estos trabajos se ha obtenido una evaluación rigurosa de los efectos que sobre el motor tiene el instalar los sistemas de post-tratamiento en configuración pre-turbo, confirmando las ventajas que ofrece esta arquitectura de la línea de escape y describiendo soluciones para las debilidades que pueda presentar.

Resum

En l'actualitat, els desenvolupaments al camp dels motors de combustió interna alternatius estàn principalment dirigits a l'augment de l'eficiència energètica i a la reducció de les emissions contaminants. La consecució d'aquest últim objectiu, marcat per les normatives que limiten les emissions contaminants, ha forçat la instal·lació progressiva de sistemes de post-tractament de gasos d'escapament. Atenent a l'emissió de partícules, el filtre de partícules dièsel s'ha convertit en un element indispensable i completament estandaritzat en les línies d'escapament dels motors Diesel.

Tradicionalment, els sistemes de post-tractament es troben localitzats en les línies d'escapament aigües a baix la turbina de sobrealimentació. Açò limita el nivell tèrmic als sistemes de post-tractament, afectant a l'eficiència de conversió del DOC després de l'arrancada del motor o en condicions de baixa càrrega, així com a la capacitat de regeneració passiva del DPF. A més a més, a mesura que es produïx l'acumulació de sutge en aquest, el consum del motor es veu perjudicat. A fi de contribuir a mitigar estes respostes, es proposa la ubicació del sistema de post-tractament, en concret DOC i DPF, aigües dalt de la turbina. Per aquest motiu, l'objectiu principal de la present tesi doctoral ha sigut l'avaluació de les interaccions del sistema de post-tractament en configuració pre-turbo amb el motor Diesel.

Per a aconseguir aquest objectiu es fa necessari l'ús combinat de tècniques de modelatge i experimentals. Respecte a la primera d'elles, s'ha pres com a base un model d'acció d'ones que permet el càlcul de la resposta del motor en funció de la ubicació del sistema de post-tractament. Per a l'ús fiable del model amb la ubicació pre-turbo del sistema de post-tractament, es necessària la correcta predicció de la temperatura al llarg del DPF tant en condicions estacionàries com transitòries, així com tindre en compte en el càlcul de diferents nivells d'acumulació de sutge. Per aquesta raó, part important del treball ha estat dirigit a la millora del model de filtres de partícules dièsel de flux de paret prèviament desenvolupat en aspectes bàsics, realitzant aportacions en aspectes com ara la predicció del comportament tèrmic i la pèrdua de pressió en condicions d'acumulació de sutge.

Amb la fi de confirmar els resultats aportats pel model, s'ha realitzat una avaluació experimental de la configuració pre-turbo del sistema de post-tratament en un motor Diesel turbosobrealimentat. Aquest treball ha permès analitzar les prestacions del motor en condicions d'operació estacionària i transitòria així com quantificar els efectes de la ubicació del sistema de post-tratament sobre les emissions contaminants, l'eficiència de filtrat i la capacitat de regeneració passiva del DPF o l'eficiència de conversió del DOC.

Fruit d'aquests treballs s'ha obtingut una avaluació rigorosa dels efectes que sobre el motor té la instal·lació dels sistemes de post-tratament en configuració pre-turbo, confirmant els avantatges que ofereix aquesta arquitectura de la línia d'escapament i descrivint solucions per a les debilitats que puguen presentar-se.

Abstract

Currently, internal combustion engine developments are mainly driven by energetic efficiency increases and the emissions reduction. In order to reach the last objective set by emission regulations, manufacturers are forced to install progressively aftertreatment systems in the exhaust lines. With regard to the particle emission, the diesel particulate filter has become an essential and standard technology in Diesel engine exhaust lines.

Traditionally, aftertreatment systems are placed downstream of the turbine. This position limits the thermal level in the aftertreatment elements, which affects the diesel oxidation catalyst conversion efficiency during the cold start or at low engine load, as well as the conditions for passive regeneration in the DPF. In addition, as the DPF becomes loaded, the engine performance is affected. With the aim of contributing to minimize this effect, the pre-turbo configuration of the aftertreatment systems is proposed, in particular the DOC and DPF. Therefore, the main objective of the proposed doctoral thesis has been the evaluation of the interaction between the pre-turbo aftertreatment architecture and the Diesel engine.

Achieving this objective requires the use of modelling and experimental tools. Regarding the first one, a 1D model which allows calculating the engine response as function of the aftertreatment system configuration has been used. To carry out a reliable modelling of the pre-turbo configuration, it is necessary a precise prediction of the temperature distribution along the DPF at steady-state and transient conditions. Also, taking into account different soot loading levels turn out essential. For that purpose, an important part of the work has been driven to perform improvements in the wall-flow diesel particulate model previously developed in basic aspects, such as the thermal behaviour and the pressure drop prediction under soot loading conditions.

In order to confirm the results provided by the model, an experimental evaluation has been performed in a turbocharged Diesel engine with a pre-turbo aftertreatment configuration. This work has allowed assessing the engine performance at both steady-state and transient operating conditions, as well as the study of the effect on the engine emissions, filtration efficiency, passive regeneration occurrences in the DPF or the DOC conversion efficiency.

This work provides a rigorous study of the pre-turbo aftertreatment architecture effect on the engine, confirming the advantages and proposing solutions to overcome the drawbacks that may present.

*A mi familia,
y a Zara.*

Agradecimientos

Aunque siempre pensé que este momento jamás llegaría, ahora me veo aquí sentado intentando expresar en pocas palabras los agradecimientos a las personas que han hecho posible este trabajo.

En primer lugar, deseo expresar mi más sincero agradecimiento a mi tutor Pedro Piqueras, por toda la dedicación prestada y por todos los consejos dados durante estos cuatro años, que valoro profundamente. No me puedo olvidar de José Ramón Serrano, ya que llegué al departamento de su mano y en todo momento me ha mostrado su apoyo y consejo en cada paso que he dado. Sin la labor de ambos, este trabajo no podría haberse realizado.

Seguidamente, agradecer el apoyo a todo el equipo humano que forma el departamento de Maquinas y Motores Térmicos, empezando por la dirección y secretaría por la ayuda prestada en todos los trámites, y pasando por los profesores, compañeros de doctorado, proyectandos y técnicos. Me gustaría dar las gracias a todos los miembros de renovación de la carga, por todo el apoyo recibido. En especial, a José Galindo, José Manuel Luján, Francisco Arnau, Héctor Climent, Carlos Guardiola, Benjamín Plá, Vicente Dolz y Andrés Tiseira.

Sólo tengo palabras de admiración a mis compañeros de despacho, con los que he pasado una infinidad de horas. En especial a Ricardo Lang, Miguel Reyes y Olivier Varnier, porque con su amistad y buenas maneras han generado un ambiente perfecto en el despacho. Aunque ha sido menor el número de horas pasadas a su lado, quisiera dar las gracias también a Emanuele, ya que su ánimo y alegría me ha hecho más llevadera la última etapa de doctorado. Muy agradecido a todos los proyectandos que han trabajado conmigo, ya que han sido responsables directos de este trabajo: Ángel, Rafa, Thomas, Tanmoy, Giuseppe, Guillem, Miguel, Romain, Adrián y Borja.

Gracias a Miguel Ortíz y Vicente Estévez, grandes técnicos y mejores personas, por todo su apoyo en la realización de los ensayos necesarios para culminar esta tesis. No puedo olvidarme de Dani, compañero de fatigas en tantas horas de ensayo.

A todos mis maravillosos amigos por su ánimo y apoyo en momentos buenos y no tan buenos: Moisés, Javi, Romén, Fran, Rodrigo y Luis. Gracias por entenderme todo este tiempo.

A mi familia, en especial a mis padres y a mi hermano por todo el cariño recibido. Sin sus sabios consejos y tiempo dedicado a escuchar mis innumerables dudas y quejas no lo habría conseguido. Gracias también por todas esas llamadas de teléfono los sábados y domingos al despacho, que tanto me ayudaron durante la redacción de esta tesis.

No puedo olvidarme de las personas que me han tratado estos años como un hijo más aquí en Valencia, José Vicente e Inmaculada, gracias por todo. Y en especial a Zara, que has estado a mi lado en todo momento sin ningún tipo de reproche. Gracias por hacerme ver que la vida no era sólo el departamento y por favor, espero que puedas perdonarme algún día por todo el tiempo que esta tesis nos ha robado.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Motivación del estudio	1
1.2. Antecedentes	4
1.3. Objetivos	5
1.4. Metodología	7
Bibliografía	10
2. Revisión bibliográfica	13
2.1. Introducción	13
2.2. Catalizador de oxidación diésel	15
2.3. Filtros de partículas diésel	17
2.4. Filtros de partículas diésel de flujo de pared	20
2.4.1. Generalidades	20
2.4.2. Parámetros de la estructura celular y porosa	23
2.4.3. Proceso de pérdida de presión	27
2.4.4. Proceso de filtrado	29
2.4.5. Proceso de regeneración	32
2.5. Influencia del DPF sobre la eficiencia de los motores Diesel	35
2.6. Ubicación pre-turbo del post-tratamiento	37
2.7. Resumen	46
Bibliografía	47

3. Modelado de la transmisión de calor en DPFs	57
3.1. Introducción	57
3.2. Modelo de filtro de partículas diésel de flujo de pared	58
3.3. Submodelo de transmisión de calor para DPF	62
3.3.1. Parámetros del submodelo de transmisión de calor	74
3.4. Validación experimental	80
3.4.1. Descripción de la instalación experimental	81
3.4.2. Metodología y plan de ensayos	84
3.4.3. Análisis de los resultados	85
3.5. Resumen	93
Bibliografía	95
4. Pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín	99
4.1. Introducción	99
4.2. Modelo de pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín	100
4.2.1. Permeabilidad de la pared porosa	101
4.2.2. Permeabilidad de la capa de partículas	104
4.2.3. Metodología e hipótesis de cálculo	104
4.3. Validación experimental de las curvas de acumulación de hollín	107
4.4. Validación experimental ante flujo estacionario y no estacionario	116
4.4.1. Ensayo en banco de flujo estacionario	116
4.4.2. Ensayo en banco de impulsos	119
4.4.3. Ensayo en banco de flujo pulsante	127
4.5. Resumen	139
Bibliografía	141
5. Estudio computacional (1D) del post-tratamiento pre-turbo	145
5.1. Introducción	146
5.2. Metodología del estudio	147
5.3. Análisis en condiciones de operación estacionaria	155
5.3.1. Efectos sobre las prestaciones	157

5.3.2.	Efectos sobre la operación del post-tratamiento	160
5.3.2.1.	Pérdida de presión	161
5.3.2.2.	Temperatura	163
5.3.2.3.	Influencia del nivel de acumulación del filtro de partículas	165
5.3.3.	Efectos sobre el turbogrupo	169
5.3.4.	Influencia de la ubicación del catalizador de oxidación .	174
5.4.	Análisis de los resultados en condiciones de operación transitoria	176
5.4.1.	Transitorios de carga con alta temperatura inicial de pared	176
5.4.2.	Transitorios de carga con baja temperatura inicial de pared	182
5.5.	Resumen	192
	Bibliografía	195
6.	Estudio experimental del post-tratamiento pre-turbo	199
6.1.	Introducción	200
6.2.	Metodología experimental	201
6.2.1.	Descripción del banco de ensayos	201
6.2.2.	Configuraciones del sistema de post-tratamiento sujetas a estudio	205
6.2.3.	Descripción del plan de ensayos	209
6.3.	Análisis en condiciones de operación estacionaria	214
6.3.1.	Efectos sobre el sistema de post-tratamiento	214
6.3.1.1.	Temperatura	215
6.3.1.2.	Pérdida de presión	218
6.3.1.3.	Regeneración pasiva del DPF	219
6.3.1.4.	Eficiencia de filtrado del DPF	222
6.3.2.	Efectos sobre el turbogrupo	223
6.3.3.	Efectos sobre las prestaciones	227
6.3.4.	Efectos sobre las emisiones contaminantes	229
6.4.	Análisis en condiciones de operación transitoria	231

6.4.1.	Ciclo de homologación NEDC	231
6.4.2.	Transitorio de carga a régimen de giro constante	239
6.4.2.1.	Baja temperatura inicial de pared	239
6.4.2.2.	Alta temperatura inicial de pared	248
6.5.	Resumen	251
	Bibliografía	255
7.	Conclusiones y trabajos futuros	257
7.1.	Principales aportaciones y conclusiones	257
7.1.1.	Aportaciones al modelado termofluidodinámico de fil- tros de partículas diésel de flujo de pared	258
7.1.1.1.	Transmisión de calor en DPFs	258
7.1.1.2.	Pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín	259
7.1.2.	Evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento	261
7.1.2.1.	Condiciones de operación estacionaria	261
7.1.2.2.	Condiciones de operación transitorias	265
7.2.	Trabajos futuros	267
	Bibliografía	271
	Índice Bibliográfico	273

Tabla de símbolos

Latinos

a	velocidad del sonido
A	amplitud
A	en el cálculo de la pérdida de transmisión, presión incidente
b	unidad celular
c	concentración de partículas
c_p	para un sólido, capacidad calorífica
$C_{m,n}$	capacidad térmica equivalente en el nodo de cálculo (m, n)
d_c	diámetro de la unidad colectora
d_p	diámetro medio de poro
D	diámetro del monolito
\bar{D}_f	valor medio de dimensión fractal
e	en el submodelo de transmisión de calor, espesor de las capas
e_0	energía interna específica de parada
E_f	eficiencia de filtrado
F	área de la sección transversal de un conducto/canal en el sistema de ecuaciones de conservación
Fr	frecuencia
$f_{w,sat}$	fracción de la pared porosa ocupada por el hollín
$F_{uel_{penalizado}}$	penalización de combustible durante un ciclo
h	coeficiente de película
h_0	entalpía específica de parada
K	factor de coste
k	conductividad térmica
k_w	permeabilidad de la pared porosa
k_{cp}	permeabilidad de la capa de partículas
$k_{w,e}$	permeabilidad efectiva de la pared porosa
K_n	número de Knudsen
L	longitud de los canales del monolito
m	masa de hollín
M_{gas}	peso molecular del gas
m	masa hollín

m_{cp}	masa de hollín en la capa de partículas
$m_{p,sat}$	masa de saturación de hollín de la pared porosa
m_{p,sat_b}	masa de saturación de una unidad celular
m_{p_b}	masa de hollín en una unidad celular
$n_{b,sat}$	número de unidades celulares saturadas
\dot{m}	flujo másico
n	orden del sistema de ecuaciones de conservación
\bar{n}_{po}	valor medio de número de partículas primarias
N	número de canales del monolito
Nu	número de Nusselt
p	presión
Pe	número de Peclet
Pr	número de Prandtl
\dot{q}_{reg}	calor liberado por unidad de tiempo en el proceso de regeneración
\dot{q}'_{reg}	calor liberado por unidad de volumen y de tiempo en el proceso de regeneración
\dot{r}_{hollin}	tasa de reacción normalizada de hollín
R	constante del gas
R	en el submodelo de transmisión de calor, resistencia térmica equivalente
$R_{m',n'}/m,n$	resistencia térmica equivalente entre los nodos de cálculo (m', n') y (m, n)
Re	número de Reynolds
$S_{contacto}$	superficie de contacto entre dos haces de canales contiguos
t	coordenada temporal
t_c	duración temporal de un ciclo
T	temperatura
T_{50}	light-off temperature
\bar{T}	en el submodelo de transmisión de calor, temperatura de pared de convergencia
$T_{refrigerante}$	temperatura del refrigerante del motor
T_{aceite}	temperatura del aceite del motor
u	velocidad del fluido
u_w	velocidad de pared o velocidad a través del medio poroso
V	volumen
V_p	volumen de penetración
V_{cat}	volumen del catalizador de oxidación
\dot{V}_g	caudal volumétrico del gas
w_p	espesor de la capa de partículas
w_w	espesor de la pared porosa
W	potencia acústica
x	coordenada axial en conductos y canales
Y_i	fracción másica de la especie química i
z	coordenada en la dirección perpendicular al medio poroso

Griegos

α	lado del canal
β_F	coeficiente de Forchheimer
χ	factor de forma

Δp	pérdida de presión
Δt	incremento temporal del paso de integración
ΔT	salto térmico en un elemento
ε	porosidad
ϵ	en el submodelo de transmisión de calor, emisividad del material
λ	camino libre medio
μ	viscosidad dinámica del fluido
ν	viscosidad cinemática del fluido
ψ	factor de percolación
ρ	densidad
$\rho_{p,w}$	densidad de empaquetamiento del hollín en la pared porosa
ρ_{cp}	densidad de la capa de partículas
σ	densidad de celdas del monolito por unidad de área
σ_{sb}	en el submodelo de transmisión de calor, constante de Stephan-Boltzmann
θ	coeficiente de saturación
$\Phi_{\rho p}$	factor de densidad del hollín
π	relación de expansión en la turbina

Subíndices

1	acompañando a u_w , indica la velocidad de pared a la entrada de la capa de partículas
2	acompañando a u_w , indica la velocidad de pared en las secciones de entrada y salida de la pared porosa
<i>amb</i>	condiciones ambiente
<i>atm</i>	atmósfera
<i>cp</i>	relativo a la capa de partículas
<i>conv</i>	convección
<i>cond</i>	conducción
<i>DPF</i>	filtro de partículas
<i>ce</i>	relativo al canal de entrada
<i>cs</i>	relativo al canal de salida
<i>ent</i>	entrante a un elemento
<i>exp</i>	experimental
<i>ext</i>	exterior
<i>fin</i>	final
<i>fric</i>	fricción
<i>F</i>	relativo al efecto Forchheimer
<i>g</i>	gas
<i>gc</i>	referido a la cámara de aire del filtro de partículas
<i>HP</i>	relativo a la turbina de alta presión
<i>int</i>	interior
<i>k</i>	en el submodelo de transmisión de calor, subíndice para definir la resistencia térmica por conducción en la cámara de aire
<i>K</i>	relativo a la función geométrica de Kuwabara
<i>LP</i>	relativo a la turbina de baja presión

<i>m</i>	en el submodelo de transmisión de calor, índice que identifica el nodo de cálculo en la dirección axial
<i>mod</i>	modelado
<i>n</i>	en el submodelo de transmisión de calor, índice que indica el nodo de cálculo en la dirección radial
<i>pt</i>	relativo al post-tratamiento
<i>r</i>	referido al proceso de radiación
<i>rad</i>	radial
<i>reg</i>	relativo a la regeneración del filtro de partículas
<i>sal</i>	saliente a un elemento
<i>tc</i>	transferencia de calor
<i>w</i>	relativo al medio poroso; en algunos contextos puede referirse únicamente a la pared porosa
<i>w₀</i>	relativo al medio poroso limpio

Superíndices

<i>H</i>	índice que identifica el haz de canales en el que se realiza el cálculo
<i>p</i>	índice que indica el instante de cálculo
<i>sup</i>	superficial
<i>per</i>	periférico

Siglas

0D	cero-dimensional
1D	unidimensional
3D	tridimensional
AFR	Air-to-Fuel Ratio
CAI	Controlled Auto Ignition
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	criterio de estabilidad Courant-Friedrichs-Lewy
CRT	Continuously Regenerating Technology
DOC	Diesel Oxidation Catalyst (catalizador de oxidación diesel)
DPF	Diesel Particulate Filter (filtro de partículas diesel de flujo de pared)
DPNR	Diesel Particulate-NOx Reduction System
EGR	Exhaust Gas Recirculation
ECU	Electronic Control Unit
ESC	European Stationary Cycle
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FBC	Fuel-borne catalyst
FFT	Fast Fourier Transform
FGT	Fixed Geometry Turbine
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HPC	High Pressure Compressor
HPT	High Pressure Turbine
LNT	Lean NO _x Trap
LPC	Low Pressure Compressor

LPT	Low Pressure Turbine
LW	Lax-Wendroff de dos pasos
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
NEDC	New European Driving Cycle (ciclo europeo de homologación de vehículos)
OFA	Open Frontal Area (sección frontal abierta)
PID	control proporcional-integral-derivada
PM	materia particulada
PTC	Pre-Turbo Catalyst
SV	Space velocity
SCF	Factor corrector de Stokes-Cunningham
SCR	Selective Catalytic Reduction
SOF	Soluble Organic Fraction
SPL	Nivel de presión sonora
TEM	Transmission Electron Microscopy (microscopía electrónica de transmisión)
TGV	Turbina de Geometría Variable
TL	Transmission Loss (pérdida de transmisión)
UDC	Urban Driving Cycle
VNT	Variable Nozzle Turbine
WAM	Wave Action Model
WG	Waste-Gate
WHTC	World Harmonized Heavy Duty Transient Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1. Motivación del estudio	1
1.2. Antecedentes	4
1.3. Objetivos	5
1.4. Metodología	7
Bibliografía	10

1.1. Motivación del estudio

A pesar de la introducción de nuevas tecnologías que ofrecen sistemas de propulsión alternativos [1], éstas no presentan actualmente la suficiente madurez para su implantación extensiva en el mercado, lo que hace que el motor de combustión interna siga siendo a día de hoy el sistema más extendido en la propulsión de vehículos. Desde su invención por Nicolaus Otto en 1876 (versión de encendido provocado) y Rudolf Diesel en 1892 (versión de encendido por compresión), el MCI ha sufrido una evolución espectacular, especialmente en las últimas décadas. En el caso de los motores Diesel, esta evolución se ha traducido en motores de mayor eficiencia y menos ruidosos, equiparándose a los motores de encendido provocado en términos de prestaciones. Cabe destacar los progresos en los sistemas de inyección y combustión, sobrealimentación o control electrónico que han derivado en una elevada eficiencia y reducidos costes de operación, acaparando una gran parte del mercado europeo de vehículos ligeros [2].

Los factores más decisivos en el desarrollo de los motores de combustión interna pasan por el incremento de la eficiencia energética, íntimamente relacionado con la disponibilidad de las reservas de petróleo y con el problema del calentamiento global; y por la reducción de las emisiones contaminantes. En el contexto de los motores de encendido por compresión, la dificultad más notable radica en el control de las emisiones de partículas y los óxidos de nitrógeno. Las paulatinas reducciones de los límites de emisión impuestas por las normativas de emisiones han forzado a los fabricantes a buscar nuevas soluciones que contribuyan al desarrollo de motores cada vez más limpios.

En el caso de la problemática de los óxidos de nitrógeno, las reducciones impuestas por las normativas han derivado en el uso progresivo de la recirculación de los gases de escape (EGR¹), excediendo en las normativas Euro 4 y Euro 5 tasas de EGR del 50 % [3]. Sin embargo, el gran reto que supone el cumplimiento de las futuras normativas hace necesario la introducción de elementos de post-tratamiento de NOx. En este contexto, dos son las técnicas empleadas a día de hoy: trampa de NOx (LNT²) y sistemas SCR³. La primera de ellas es la solución mayoritariamente escogida por los vehículos de transporte de pasajeros de pequeño tamaño, mientras que el SCR es la solución adoptada en los vehículos de superior cilindrada debido al mayor espacio para albergar el sistema de urea y producir la mezcla correctamente [4].

No se pueden dejar a un lado los avances realizados en los últimos años en nuevas técnicas de combustión, tales como el CAI⁴ o el HCCI⁵, que empleadas a baja carga y régimen de giro del motor [5, 6] ofrecen un gran potencial de reducción de las emisiones contaminantes. Estas técnicas consisten en una combustión con mezcla homogénea de aire y combustible homogénea, igual que en los motores de encendido provocado, pero que se autoenciende debido a la alta temperatura alcanzada durante la compresión, al igual que en los motores de encendido por compresión.

El elemento de post-tratamiento empleado para reducir la emisión de partículas, y que en la actualidad es un elemento totalmente estandarizado en las líneas de escape de los motores Diesel, es el filtro de partículas diésel de flujo de pared (DPF⁶). Aunque los primeros desarrollos en DPFs datan de principio de la década de los 80 [7, 8], los avances en el diseño de los motores han permitido retrasar el uso de los DPFs hasta la entrada en vigor de

¹Del inglés *Exhaust Gas Recirculation*.

²Del inglés *Lean NO_x Trap*.

³Del inglés *Selective Catalytic Reduction*.

⁴Del inglés *Controlled Auto Ignition*.

⁵Del inglés *Homogeneous Charge Compression Ignition*.

⁶Del inglés *Diesel Particulate Filter*, en español filtro de partículas diésel de flujo de pared.

normativas más estrictas, en el caso de Europa de la Euro 5 en 2009. Gracias al intenso trabajo científico-técnico en este dispositivo durante más de dos décadas, se ha pasado de DPFs que carecían de fiabilidad y durabilidad a una nueva generación con mejoras en sus prestaciones y reducidos impactos sobre el funcionamiento del motor [9].

La instalación del DPF en la línea de escape de un motor supone un incremento de la contrapresión de escape, que se acrecienta a medida que el hollín se va acumulando en el DPF fruto del filtrado. Por lo tanto, para evitar aumentos excesivos de la pérdida de presión que deriven en un aumento del consumo específico y en riesgos de bloqueo total del DPF se debe llevar a cabo la oxidación del hollín acumulado, proceso conocido como regeneración. Este proceso se ha convertido en uno de los principales focos del trabajo de investigación y desarrollo de este dispositivo, junto con la mejora de su durabilidad, tanto mecánica como química, pérdida de presión o la combinación con otros sistemas de post-tratamiento.

El nivel térmico es un parámetro fundamental en la operación tanto del DPF como del resto de elementos de post-tratamiento de los gases de escape. En el caso del primero, es uno de los parámetros de mayor importancia para definir la tasa de reacción de oxidación del hollín, mientras que en el resto de casos fija la eficiencia de reducción en el reactor catalítico de las distintas emisiones contaminantes. Lamentablemente, el nivel térmico del gas aguas abajo de la turbina, donde se emplazan normalmente estos elementos, no alcanza el requerido en muchos puntos de operación del motor, por lo que las prestaciones de los sistemas de post-tratamiento se ven afectadas.

Por esta razón, el desarrollo de la configuración pre-turbo de los elementos de post-tratamiento ha sido propuesto en diversas ocasiones. El sistema estudiado en mayor detalle en configuración pre-turbo ha sido el catalizador de oxidación diésel (DOC⁷) [10–12], principalmente debido a su menor tamaño. Asimismo, en la actualidad existen algunas aplicaciones de sistemas pre-turbo de SCR en motores Diesel estacionarios de plantas de generación eléctrica [13].

Sin embargo, el estudio detallado de la aplicación pre-turbo del filtro de partículas se ha postergado, restringiéndolo a un reducido número de trabajos de investigación [14–16]. Aunque las primeras aplicaciones de este sistema de post-tratamiento fueron pre-turbo a principios de la década de los ochenta [17–19], la falta de desarrollo del control térmico durante las regeneraciones y las pobres capacidades estructurales de los monolitos de esa época produjeron que el monolito cerámico de cordierita fallara, dañando los álabes de la turbina. Este hecho hizo que se cambiara el rumbo del desarrollo de la configuración

⁷Del inglés *Diesel Oxidation Catalyst*.

pre-turbo del filtro de partículas hacia la post-turbo, protegiendo así a la turbina. Sin embargo, los avances tecnológicos en los DPFs y en los motores Diesel durante más de dos décadas han hecho que la idea de la configuración pre-turbo sea a día de hoy un tema de interés. Dado que la instalación del sistema de post-tratamiento implica un cambio en la operación del motor, queda patente la necesidad de efectuar un estudio exhaustivo de los efectos de esta nueva configuración en el motor Diesel turbosobrealimentado.

Dada la complejidad derivada de la evaluación de la interacción entre los sistemas de post-tratamiento y el motor, se requiere el uso conjunto de herramientas experimentales y de modelado, siendo esta última imprescindible por la dificultad y el coste de integrar sistemas de post-tratamiento en configuración pre-turbo.

1.2. Antecedentes

La presente tesis doctoral se enmarca dentro de una serie de trabajos encaminados a la comprensión de los fenómenos que afectan a la operación del filtro de partículas diésel de flujo de pared, realizados a través del modelo de acción de ondas OpenWAM y el uso de las instalaciones experimentales disponibles en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València.

La tesis de Corberán [20] recoge la primera versión del modelo de acción de ondas, basado en la propuesta realizada por Benson [21]. Desde esta primera propuesta, que data de 1984, en el modelo de acción de ondas se han introducido una serie de mejoras que afectan a la precisión de la resolución numérica y que se pueden consultar en [22–24].

En paralelo a dichas mejoras dedicadas al cálculo fluidodinámico, OpenWAM se ha ido ampliando con una serie de submodelos que permiten el cálculo del comportamiento termofluidodinámico en los diferentes elementos que conforman un motor. Por su importancia en el presente trabajo, cabe destacar los submodelos correspondientes a la turbina y compresor [25, 26], a la recirculación de gases de escape [27] y la capacidad de calcular procesos transitorios [28–31].

El primer trabajo específico en filtros de partículas desarrollado en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos es el llevado a cabo por Moya [32], en el que desarrolla un modelo global de predicción de ruido unidimensional y lo aplica a diversos elementos comerciales, entre ellos el filtro de partículas diésel de flujo de pared.

Años más tarde, Piqueras [33] desarrolló un modelo unidimensional de filtros de partículas diésel de flujo de pared integrado en el modelo de acción de ondas OpenWAM. Este trabajo hace posible disponer de una herramienta básica para la evaluación, mediante modelado, de la configuración pre-turbo del filtro de partículas. Además de tratar el flujo como compresible y no-estacionario, el modelo contenía un submodelo de transmisión de calor, así como la posibilidad de integrar un submodelo de predicción de pérdida de presión ante acumulación de hollín, tomados como base para el desarrollo de los mismos en la presente tesis doctoral.

1.3. **Objetivos**

El objetivo principal de la presente tesis doctoral es la evaluación de la interacción entre los motores Diesel sobrealimentados y los filtros de partículas diésel de flujo de pared cuando estos últimos se localizan aguas arriba de la turbina de sobrealimentación. El trabajo se desarrollará mediante el análisis comparativo de la respuesta del motor entre las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento más extendido en la actualidad para cumplir la actual normativa Euro 5: DOC y DPF. Este estudio se apoyará en el uso conjunto de técnicas de modelado y experimentales. Para la consecución del objetivo, dada su amplitud, se plantean los siguientes objetivos parciales:

1. Identificar el estado del arte en la ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Tomando como base los principales fenómenos que se dan en la operación del catalizador de oxidación y del filtro de partículas diésel, se estudiarán las principales propuestas de ubicación de los mismos en configuración pre-turbo. El objetivo principal de este subapartado es entender las necesidades para abordar la consecución del objetivo principal de la tesis.
2. Predicción de la respuesta térmica en filtros de partículas diésel de flujo de pared. Por la peculiaridad de la localización del filtro de partículas a estudiar, es un requisito fundamental el disponer de un modelo de DPF que reproduzca de forma correcta la distribución de la temperatura del gas y del substrato en condiciones de operación estacionarias y transitorias. Esto permitirá reducir las incertidumbres en la operación de la turbina y por lo tanto del motor.
3. Predicción de la pérdida de presión en filtros de partículas diésel de flujo de pared ante acumulación de hollín. Disponer de una herramienta

para realizar estudios ante diferentes niveles de acumulación de hollín en el filtro de partículas se torna fundamental. Esta herramienta permitirá realizar estudios con un modelo acoplado de motor para evaluar los cambios en sus prestaciones debido a los diferentes niveles de acumulación de hollín. Asimismo, acoplado con otro submodelo de filtrado permitiría completar el proceso de filtrado. De esta forma, se daría un paso en el avance hacia una estructura de cálculo global en el modelo de filtros de partículas diésel de flujo de pared propuesta por Piqueras [33, 34] y esquematizada en la figura 1.1.

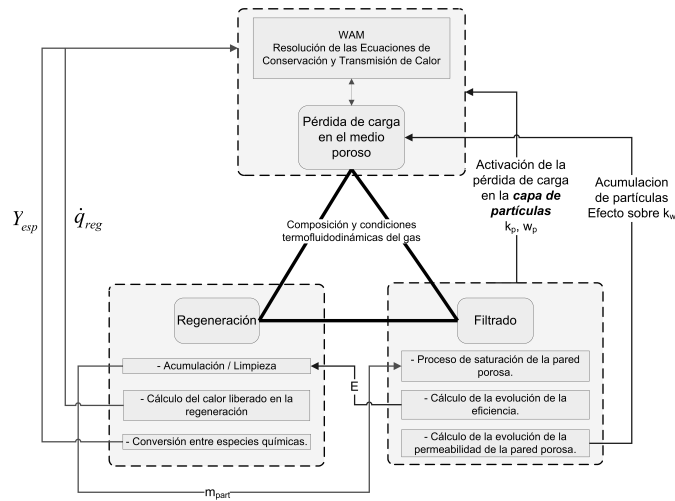


Figura 1.1. Esquema de un modelo integral para el cálculo termofluidodinámico de filtros de partículas diésel de flujo de pared [33].

4. Análisis de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en motores Diesel. Este objetivo final requiere el uso de técnicas de modelado y experimentales. Por medio de ellas se pretende identificar tanto los fenómenos que afectan a la operación del propio sistema de post-tratamiento debidos a su nueva ubicación, como su interacción con el motor:

- Efecto sobre las prestaciones del motor.
- Efecto de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento durante operaciones transitorias.

- Efecto sobre la regeneración pasiva del DPF en un amplio rango de operación del motor en condiciones de operación estacionaria y transitoria.
- Efecto de la disposición relativa del DOC y DPF en configuración pre-turbo.
- Efecto sobre la eficiencia de filtrado del DPF.
- Efecto sobre las emisiones contaminantes del motor.

Con la consecución de los objetivos propuestos se estará en disposición de poder ofrecer un completo análisis de todos los fenómenos asociados a la nueva configuración del sistema de post-tratamiento. Estos servirán de base para la propuesta y evaluación de mejoras y soluciones que contribuyan a la definición de los principios de diseño y características básicas de colectores de escape que integren el sistema de post-tratamiento de los gases de escape.

1.4. Metodología

Plantear y definir correctamente una metodología de trabajo es fundamental para alcanzar los objetivos propuestos en este documento. La metodología seguida en esta tesis se presenta, de forma esquematizada, en la figura 1.2.

Una vez planteado el tema a tratar, los antecedentes previos a la presente tesis doctoral y definidos los objetivos a alcanzar, el Capítulo 2 de este trabajo expone una revisión bibliográfica a fin de evaluar el estado del arte en el uso de los catalizadores de oxidación y los filtros de partículas diésel. Este capítulo se centra en dar una visión global de los catalizadores de oxidación y los filtros de partículas diésel, presentando las principales características que definen su operación. Centrando la atención en los monolitos cerámicos de flujo de pared, se identifican los principios de operación de los mismos, relacionados con la pérdida de presión, los procesos de filtrado que determinan la acumulación y el proceso de regeneración. Finalizada esta primera parte de la revisión, se presentan los trabajos existentes en la literatura referentes al efecto que tiene sobre las prestaciones del motor instalar el filtro de partículas en su línea de escape. Se finaliza el capítulo con la descripción y análisis de las principales conclusiones de los estudios y las propuestas realizadas sobre sistemas de post-tratamiento en configuración pre-turbo. Este capítulo sirve como punto de partida para identificar las necesidades de aportaciones al modelo termofluidodinámico, así como la constatación de la necesidad de hacer uso de información experimental para evaluar la configuración pre-turbo del DPF, debido a la carencia de ésta en la literatura.

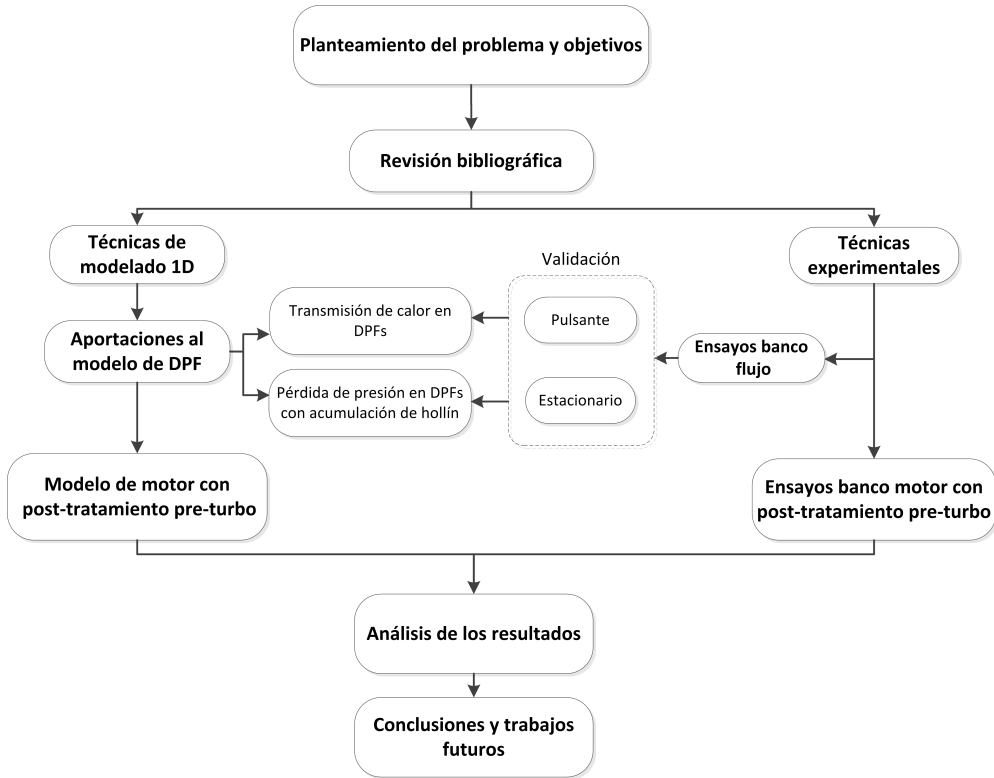


Figura 1.2. Metodología de trabajo de la tesis doctoral.

Dada las necesidades del presente trabajo, se hace necesario disponer de un modelo de filtro de partículas que reproduzca de forma correcta la distribución de la temperatura del gas y del substrato. Cometer errores en esta predicción lleva a ampliar las incertidumbres en el análisis de la configuración pre-turbo del DPF, por su efecto sobre la energía disponible sobre la turbina. El Capítulo 3 se dedica a la mejora y validación exhaustiva del submodelo de transmisión de calor propuesto en trabajos previos [33], cubriendo los principales aspectos:

- Definición de la conductividad térmica radial efectiva del monolito, teniendo en cuenta el efecto de la acumulación de hollín en los canales de entrada.
- Evaluación de la capacidad del modelo de predecir en condiciones de operación estacionaria la temperatura del gas de salida, la temperatura del gas en el interior de los canales del monolito y la temperatura de

pared exterior en función del flujo másico trasegado y la acumulación de hollín en el DPF.

- Evaluación de la capacidad del modelo de predecir la respuesta térmica del DPF durante procesos de calentamiento y enfriamiento durante transitorios térmicos.

Dado que el DPF instalado en un motor opera la mayor parte del tiempo en condiciones de acumulación de hollín, se hace indispensable en este trabajo disponer de la capacidad de predecir la evolución de la pérdida de presión en función del hollín acumulado. Ello permitirá adquirir capacidad predictiva en los estudios de modelado para comparar el comportamiento del motor en función de la ubicación del DPF. Por esta razón, el Capítulo 4 está dedicado a la descripción del modelo propuesto y a su validación, y se ha estructurado de la siguiente manera:

- Definición conceptual del modelo. En esta primera parte se describe en detalle el proceso de obtención de la permeabilidad de la pared porosa y de la capa de partículas cuando existe acumulación de hollín en el substrato poroso del filtro de partículas, identificando los parámetros de los que depende.
- Validación experimental del modelo. Para ello, se ha seleccionado una amplia variedad de puntos de operación definidos por el flujo impuesto al DPF (continuo y pulsante), temperatura del gas de entrada y condiciones de acumulación de hollín.

La aplicación de las mejoras en el modelado de filtros de partículas de forma conjunta con un modelo global de motor permite realizar un análisis fiable del efecto que tiene sobre el motor instalar el sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo. Este trabajo, incluido en el Capítulo 5, toma como referencia un motor de aplicación en transporte pesado, desarrollándose en dos apartados principales:

- Análisis en condiciones de operación estacionaria. En este apartado se discutirán los cambios que produce la ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento sobre las prestaciones del motor, sobre la operación del propio sistema de post-tratamiento y sobre el turbogrupo. Asimismo, el estudio profundiza en el efecto que tiene el nivel de acumulación de hollín del DPF sobre las prestaciones del motor en función de la ubicación del sistema de post-tratamiento en la línea de escape.

- Análisis en condiciones de operación transitoria. Este apartado está dedicado a evaluar y cuantificar el efecto de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento en la respuesta del motor ante transitorios de carga a régimen de giro constante.

Para concluir el estudio, el Capítulo 6 presenta una evaluación experimental de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en un motor de uso en automoción. Los resultados obtenidos certifican las principales conclusiones aportadas por el estudio de modelado y permiten extender el análisis a los campos donde el modelado no es viable. Esto incluye la evaluación de los cambios en eficiencia de filtrado del DPF, emisiones contaminantes y la respuesta del motor en operación transitoria durante el ciclo de homologación NEDC.

Para concluir la presente tesis doctoral, el Capítulo 7 presenta una síntesis de las conclusiones obtenidas y las aportaciones realizadas en este trabajo, proponiendo una serie de estudios futuros que den continuidad al trabajo iniciado en esta tesis doctoral.

Bibliografía

- [1] Chan C.C. “The state of the art of electric and hybrid vehicles”. *Proceedings of the IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 90, pp. 247–275, 2002.
- [2] Schindler K.P. “Why do we need the Diesel?”. *SAE Technical Paper 972684*, 1997.
- [3] Zheng M., Reader G.T. y Hawley J.G. “Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 883–900, 2004.
- [4] Johnson T.V. “Review of diesel emissions and control”. *SAE Technical Paper 2010-01-0301*, 2010.
- [5] Kimura S., Aoki O., Kitahara Y. y Aiyoshizawa E. “Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emissions standards”. *SAE Technical Paper 2001-01-0200*, 2001.
- [6] Jeuland N., Montagne X. y Duret P. “New HCCI/CAI combustion process development: methodology for determination of relevant fuel parameters”. *Oil and Gas Science and Technology - Rev. IFP*, Vol. 59, pp. 571–579, 2004.
- [7] Outland R.J. “Ceramic filters for diesel exhaust particulates”. US Patent 4,276,071 (General Motors), 1981.
- [8] Howitt J. y Montierth M. “Cellular ceramic diesel particulate filter”. *SAE Technical Paper 81104*, 1981.
- [9] Khair M.G. “A review of diesel particulate filter technologies”. *SAE Technical Paper 2003-01-2303*, 2003.

-
- [10] Reizig M., Brück R., Konieczny R. y Treiber P. “New approaches to catalyst substrate application for Diesel engines”. *SAE Technical Paper 2001-01-0189*, 2001.
- [11] Saroglia G., Basso G., presti M., Reizig M. y Stock H. “Application of new diesel aftertreatment strategies on a production 1.9L common-rail turbocharged engine”. *SAE Technical Paper 2002-01-1313*, 2002.
- [12] Carberry B., Grasi G., Guerin S., Jayat F. y Konieczny R. “Pre-turbocharger catalyst - Fast catalyst light-off evaluation”. *SAE Technical Paper 2005-01-2142*, 2005.
- [13] SCR system for 2-Stroke MAN Diesel Engines. Johnson Matthey, www.jmcatalysts.com, 2009.
- [14] Mayer A., Schmidt R.M., Sudmanns H., Mattes P. y Buck A. “Pre-turbo application of the knitted fiber diesel particulate trap”. *SAE Technical Paper 940459*, 1994.
- [15] Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D. “Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach”. *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.
- [16] Brüstle C., Downey M., Subramaniam M., Birckett A. y Tomazic D. “Aftertreatment in a pre-turbo position: size and fuel consumption advantage for Tier 4 large-bore Diesel engines”. *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, 2011.
- [17] Schuster H.D. “Verminderung der partikelemission amb PKW-Motor”. *VDI-Bericht*, Vol. 559, 1985.
- [18] Hiereth H. “Daimler-Benz AG car test with a free-running pressure-wave charger - A study for an advanced supercharging system”. *SAE Technical Paper 890453*, 1989.
- [19] Jenny E., Hansel J. y Mayer A. “The transient behaviour of supercharged passenger car diesel engines fitted with particulate traps”. *SAE Technical Paper 890453*, 1989.
- [20] Corberán J.M. *Contribución al modelado del proceso de renovación de la carga*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1984.
- [21] Benson R.S. *The thermodynamics and gas dynamics of internal-combustion engines*, volume 1. Clarendon Press Oxford, 1982.
- [22] Arnau F.J. *Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de M.C.I.A.* Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, Noviembre 2003.
- [23] Galindo J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P. “Description and analysis of a one-dimensional gas-dynamic model with Independent Time Discretization”. *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2008 Spring Technical Conference ICES2008*, 2008.
- [24] Galindo J., Serrano J. R., Arnau F. J. y Piqueras P. “Description of a semi-independent time discretization methodology for a one-dimensional gas dyanmics model”. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 131, pp. 034504, 2009.
- [25] Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V., Tiseira A. y Cervelló C. “A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero- and one-dimensional gas dynamics codes for internal combustion engines modelling”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, pp. 3729–3745, 2008.
- [26] Tiseira A. *Caracterización experimental y modelado de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2008.
- [27] Luján J.M. *Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1998.

-
- [28] Serrano J.R. *Análisis y modelado de transitorios de carga en MEC turboalimentados*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1999.
- [29] Payri F., Benajes J., Galindo J. y Serrano J.R. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: Wave action models for calculating the operation in a High Speed Direct Injection engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 479–93, 2002.
- [30] Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V. y Piqueras P. “Methodology for characterisation and simulation of turbocharged Diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 n^o 1, pp. 142–140, 2009.
- [31] Serrano J.R., Climent H., Guardiola C. y Piqueras P. “Methodology for characterisation and simulation of turbocharged Diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 n^o 1, pp. 150–158, 2009.
- [32] Moya D. *Contribución a la predicción del ruido pulsante de admisión y escape en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2005.
- [33] Piqueras P. *Contribución al modelado termo-fluidodinámico de filtros de partículas diesel de flujo de pared*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2010.
- [34] Torregrosa A.J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P. “A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters”. *Energy*, Vol. 36, pp. 671–684, 2011.

Capítulo 2

Revisión bibliográfica

Contenido

2.1. Introducción	13
2.2. Catalizador de oxidación diésel	15
2.3. Filtros de partículas diésel	17
2.4. Filtros de partículas diésel de flujo de pared	20
2.4.1. Generalidades	20
2.4.2. Parámetros de la estructura celular y porosa	23
2.4.3. Proceso de pérdida de presión	27
2.4.4. Proceso de filtrado	29
2.4.5. Proceso de regeneración	32
2.5. Influencia del DPF sobre la eficiencia de los mo-	
tores Diesel	35
2.6. Ubicación pre-turbo del post-tratamiento	37
2.7. Resumen	46
Bibliografía	47

2.1. Introducción

El sector del transporte juega hoy día un papel fundamental en la economía debido a la necesidad de movilidad de las personas y de las mercancías. Durante el siglo XX, y más concretamente después de la 2ª Guerra Mundial, se han realizado importantes esfuerzos con el fin de hacer accesible el transporte

individual a la población. Este hecho ha producido un creciente aumento de las emisiones contaminantes, lo que ha conducido a una mayor concienciación medioambiental en la sociedad [1].

Aunque el motor Diesel presenta una eficiencia mayor a la de los motores de encendido provocado [2], se encuentra en una situación desfavorable en términos de emisiones contaminantes por su elevada formación de óxidos de nitrógeno y partículas. Dichas sustancias tienen un efecto negativo sobre el ser humano y el medio ambiente, razón por la que en las últimas décadas se han impuesto restricciones a su emisión alrededor de todo el mundo a través de diferentes normativas. En el caso de Europa, conocidas como Euro standards e introducidas desde 1992, están reduciendo sus límites de forma severa obligando a los fabricantes a desarrollar motores cada vez más respetuosos con el medio ambiente [3–5]. La figura 2.1 muestra con claridad la evolución de las exigencias de dichas normativas en las emisiones de partículas y NO_x para vehículos de pasajeros, donde se observa los grandes retos que suponen las Euro 5 y 6.

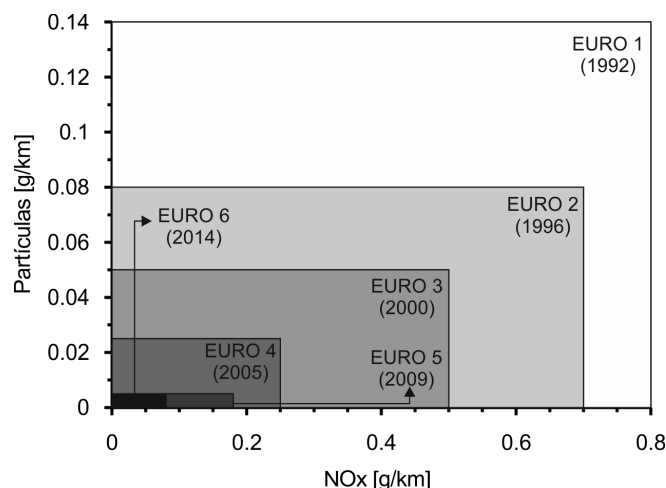


Figura 2.1. Normativa europea sobre las emisiones de partículas y NO_x para vehículos ligeros.

Hasta la entrada en vigor de la Euro 5, el único elemento de post-tratamiento estandarizado en los motores Diesel era el catalizador de oxidación diésel (DOC), cuya finalidad es la de oxidar principalmente el monóxido de carbono y los hidrocarburos sin quemar. Sin embargo, la alta presión de la legislación medioambiental impuesta por la normativa Euro 5 continuada con la inminente entrada de la normativa Euro 6 en relación a la emisión de partículas, ha

hecho que el filtro de partículas se haya convertido en un elemento más de los motores Diesel por ser el método más eficiente para reducir las emisiones de partículas.

En este capítulo se describirán los principales aspectos relacionados con la operación del catalizador de oxidación y el filtro de partículas diésel, prestando mayor atención a este último por su importancia en el trabajo desarrollado en esta tesis. Dentro de éste, se prestará especial atención al monolito cerámico de flujo de pared por ser la tipología más implantada, así como la considerada en el desarrollo de este trabajo de investigación. Se definirán los principales parámetros geométricos, así como conceptos relacionados con los procesos de filtrado y regeneración. Tras definir los fenómenos fluidodinámicos que contribuyen a la pérdida de presión, el capítulo se centrará en el efecto que tiene este sistema sobre la eficiencia de los motores Diesel y en los estudios realizados acerca de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, tema principal de esta tesis doctoral.

2.2. Catalizador de oxidación diésel

El catalizador de oxidación diésel es un dispositivo ubicado en la línea de escape de los motores Diesel cuya misión es la de oxidar el monóxido de carbono, los hidrocarburos sin quemar y la fracción orgánica soluble (SOF).

Las primeras aplicaciones del DOC datan de 1967, en aplicaciones industriales de interior para asegurar la calidad del aire de los trabajadores [6]. La entrada en vigor en 1970 de la primera normativa que controlaba las emisiones de CO y HC [7] supuso un reto muy importante en el trabajo de investigación y desarrollo de este sistema, ya que tendría que ser introducido en el momento en que las modificaciones del motor no fueran suficientes para reducir las emisiones por debajo de los límites impuestos por la normativa [8].

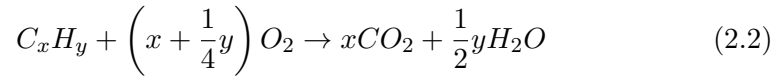
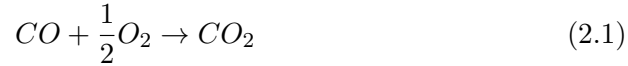
Los DOCs actuales consisten en monolitos con estructura de panel de abeja que pueden estar fabricados tanto de material cerámico como metálico. Sobre la superficie de los canales que constituyen el monolito se adhiere un recubrimiento o *washcoat*, cuya función es la de incrementar la superficie de contacto entre el gas y el metal catalítico que está disperso por toda su superficie [9].

El material del washcoat más extendido es la alúmina (Al_2O_3), aunque existen otras opciones como son el dióxido de silicio (SiO_2), dióxido de zirconio (ZrO_2) o las zeolitas [8]. El uso de cada uno viene determinado por las condiciones de operación de cada tipo de motor, siendo siempre necesario

que posean una reducida pérdida de presión, estabilidad mecánica y térmica y resistencia al envejecimiento.

Los metales preciosos más empleados en los DOCs son el platino (Pt) y el paladio (Pd) [9], siendo el rodio (Rh) otro material usado aunque con menor frecuencia. Debido a las bajas temperaturas de los gases de escape en los motores diésel aguas abajo de la turbina, los DOCs deben poseer entre 2 o 3 veces mayor cantidad de metales preciosos que los catalizadores de tres vías utilizados en los motores de gasolina para el mismo volumen de catalizador [10], lo que incrementa su coste.

Las principales reacciones de oxidación que se dan en el DOC son las siguientes:



De ellas, las dos primeras son las deseadas desde el punto de vista de reducción de emisiones de CO y HC reguladas. En el pasado, la formación de NO_2 por oxidación del NO se trataba de evitar, ya que el primero posee un mayor potencial para contribuir a la lluvia ácida y al *smog* fotoquímico. Sin embargo, hoy en día se desea su formación porque la presencia de NO_2 incrementa la eficiencia de los sistemas de post-tratamiento de NOx (LNT o SCR) [8, 9], y es un potente oxidante del hollín acumulado en el DPF a bajas temperaturas [11]. Por otro lado, la reacción de oxidación del dióxido de azufre es completamente indeseada, por su efecto nocivo sobre el agente catalizador, ya que el SO_3 contribuye a su desactivación por envenenamiento [8].

Existe una serie de parámetros que determinan las prestaciones de los DOC. En primer lugar, un parámetro muy utilizado como medida comparativa a la hora de analizar la operación del DOC es la temperatura de activación, en inglés *light-off temperature* (T_{50}), que se define como la temperatura a la que el DOC alcanza el 50% de eficiencia de conversión de un determinado

compuesto. Es de gran importancia, porque adelantar este proceso durante el ciclo de homologación se traduce en una importante reducción de las emisiones contaminantes.

Por su facilidad de obtención experimental, un parámetro muy utilizado para evaluar la eficiencia de conversión es el *space velocity*, definido como el caudal volumétrico de los gases de escape dividido por el volumen total del monolito:

$$SV = \frac{\dot{V}_g}{V_{cat}} \quad (2.5)$$

La inversa de este parámetro es el tiempo de residencia del gas de escape en el monolito. Tal como se indica en la literatura, los rangos adecuados de SV para una tasa de conversión elevada se encuentra entre 45000 y 120000 h^{-1} , lo que supone un tiempo de residencia de entre 0.03 y 0.08 s. [12].

El volumen del substrato depende de una serie de parámetros, entre los que destacan la eficiencia de conversión, la pérdida de presión, recubrimiento y catalizador escogido y por supuesto, el espacio disponible. El rango de volumen de los DOCs actuales se encuentra entre 0.5 y 0.75 veces el volumen desplazado por el motor [13].

Aunque en la literatura existe una gran variedad de técnicas para acelerar el *light-off* del DOC durante el ciclo de homologación, como son los calentadores eléctricos, quemadores o estrategias de inyección [14], la técnica más extendida, por la penalización en consumo de las otras estrategias, consiste en emplazar el DOC en el primer lugar de la línea de escape, tras la turbina.

Aunque el catalizador de oxidación diésel ha formado parte del motor Diesel durante mucho tiempo, el trabajo de investigación en este dispositivo todavía es muy intenso, centrándose actualmente en el estudio de la desactivación por envenenamiento, la mejora de la oxidación del NO a NO_2 por su importancia en la operación de otros sistemas de post-tratamiento, y sobretodo en el agente catalítico, a fin de reducir el coste de la catalización.

2.3. Filtros de partículas diésel

El filtro de partículas es un dispositivo ubicado en la línea de escape de los motores de combustión interna alternativos para retener las partículas generadas en la combustión. Para su aplicación en motores Diesel, los filtros deben cumplir una serie de requerimientos. La pérdida de presión a través

de estos sistemas debe ser reducida con el fin de minimizar la pérdida de prestaciones del motor. Por supuesto, deben poseer unas altas eficiencias de filtrado que garanticen el cumplimiento de las normativas que regulan las emisiones de partículas. Además, deben ser capaces de trabajar durante una larga vida útil ante las temperaturas de los gases de escape y puntualmente, a las temperaturas que se pueden dar debidas a la oxidación del hollín acumulado en su interior (alrededor de 1000°C).

Existe otra serie de especificaciones que se deben tener en cuenta para su aplicación en automoción. Éstas atienden a la resistencia al choque térmico y al ataque químico, afectar en baja medida al vehículo en términos de vibraciones y ruido, así como cumplir este conjunto de requisitos con un reducido coste de fabricación y mantenimiento.

En la literatura se describen una gran variedad de tipologías de filtros de partículas. Entre todos ellos, el filtro de partículas diésel de monolito cerámico de flujo de pared es el más extendido en el mercado [15] así como el utilizado durante todo el trabajo de investigación.

Los filtros de partículas, dependiendo del sistema de filtrado empleado, se pueden dividir en tipo *flow-through* y en tipo *wall-flow*.

Los primeros, también llamados *partial flow filters* o *open filters*, consisten en la generación de un paso tortuoso al gas quedando retenidas las partículas en su interior. Los más destacados son las espumas cerámicas y los filtros metálicos.

- Las espumas cerámicas consisten en bloques de material cerámico poroso fabricados con cordierita o carburo de silicio. Los poros se encuentran interconectados, permitiendo al gas pasar a través del material. Presentan unas porosidades y tamaño de poro elevadas, lo que lleva a una alta permeabilidad y bajo peso. Por el contrario, poseen baja resistencia mecánica y un mal comportamiento ante el choque térmico. Debido a las características del medio poroso presentan una baja eficiencia de filtrado, siendo necesario volúmenes elevados para obtener valores de eficiencia alrededor del 60 % [16]. En caso de requerir mayor eficiencia, es posible disponer en serie filtros con diferentes porosidades [16, 17]. Actualmente su uso se restringe a aplicaciones en motores estacionarios.
- Los filtros metálicos consisten en canales metálicos que contienen rampas que generan un paso tortuoso al gas, tal como se muestra en la figura 2.2. Estas rampas fuerzan a que una parte del flujo atraviese las hojas metálicas porosas, atrapando las partículas contenidas en el gas. Este

sistema se instala a continuación del DOC para favorecerse del NO_2 generado y oxidar el hollín a baja temperatura. Este sistema presenta unas tasas mayores de oxidación de hollín que los wall-flow debido a la estructura tridimensional de difusión del gas [18], convirtiéndose en un sistema completamente pasivo debido a las altas tasas de regeneración que presenta [6]. Una ventaja adicional es que no acumula una cantidad considerable de cenizas, lo que reduce sus operaciones de mantenimiento [6]. Desde 2004 este tipo de filtro se produce en serie, con gran aceptación en vehículos de uso *off-road* debido a sus menores operaciones de mantenimiento y al uso innecesario de regeneraciones activas periódicas [19, 20]. Sin embargo, las bajas eficiencias de filtrado, entre el 50 y el 80 % [21, 22], así como la menor estabilidad a la corrosión y a las altas temperaturas, inclinan la balanza hacia los monolitos cerámicos de flujo de pared para el uso estandarizado en vehículos pesados y de transporte de pasajeros.

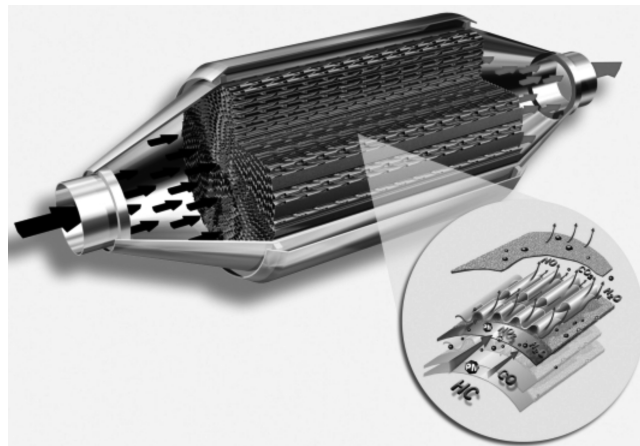


Figura 2.2. Filtro metálico y corte de una porción de los canales [23].

El monolito cerámico de flujo de pared (del inglés "wall-flow monolith") es el filtro de partículas más estudiado y generalizado en el mercado, debido principalmente a su compromiso entre bajos valores de pérdida de presión, su reducido volumen y su elevadísima eficiencia de filtrado [24]. Consiste en una estructura cerámica, tal como se observa en la figura 2.3, con numerosos canales paralelos que atraviesan el monolito axialmente. Estos canales tienen sus extremos sellados alternativamente, obligando al flujo a pasar a través de la pared porosa que actúa como filtro.

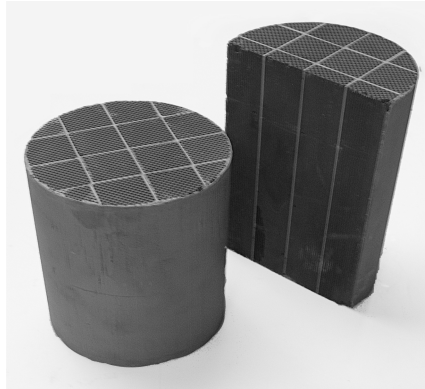


Figura 2.3. Monolito cerámico de flujo de pared de carburo de silicio [25].

2.4. Filtros de partículas diésel de flujo de pared

2.4.1. Generalidades

Aunque es una tecnología desarrollada a principios de los años ochenta [26–30], no ha sido necesaria su implantación hasta principios del siglo XXI debido a mejoras en otros sistemas del motor que han permitido el cumplimiento de la normativa. Aunque los primeros DPFs carecían de fiabilidad y durabilidad, el intenso trabajo científico-técnico llevado a cabo en este dispositivo ha conducido a nueva generación con mejoras en sus prestaciones y menores impactos sobre el funcionamiento del motor [31].

La aplicación estandarizada del DPF en los motores Diesel fue realizada por el fabricante *PSA Peugeot-Citröen* en abril de 1999 y publicado un año después [32]. Este sistema comprendía un DPF fabricado en carburo de silicio por la empresa *Ibiden Co. Ltd.*

A partir de este hito, los fabricantes han ido implantando el DPF como sistema para reducir las emisiones de partículas, tal como muestra la figura 2.4, estimando una cifra de producción anual de aproximadamente 4.3 millones en el año 2012 en Europa Occidental [33].

El primer material utilizado en la fabricación de este tipo de monolito cerámico, por la empresa *Corning Inc.* en 1978, fue la cordierita [27, 34]. La cordierita es un silicato de magnesio y aluminio empleado con anterioridad en la fabricación en masa de substrato de catalizadores de oxidación. Además de su coste reducido, posee un coeficiente de expansión térmica bajo, lo que la

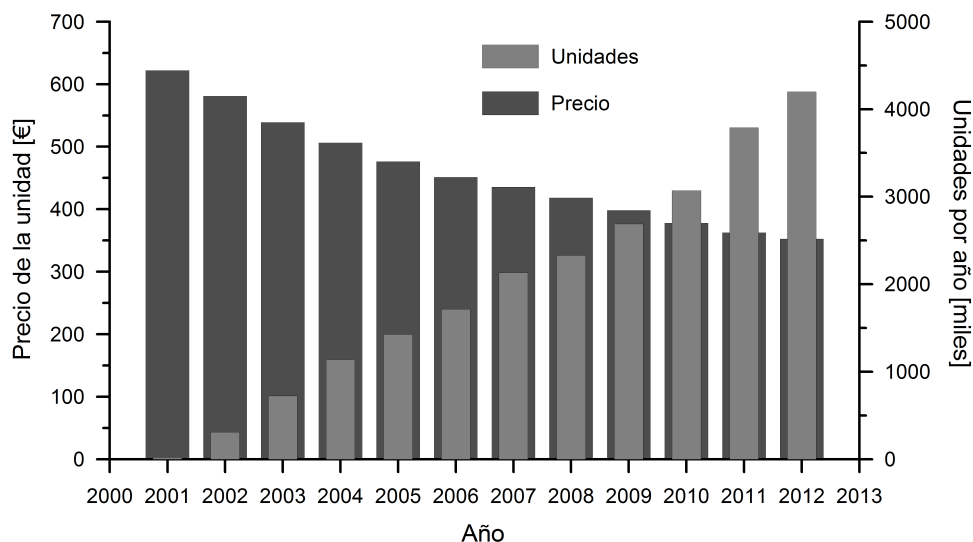


Figura 2.4. Evolución y pronóstico del mercado de DPFs instalados en automóviles en Europa Occidental [33].

convierte en un material muy resistente a ciclos térmicos muy severos como pueden ser los procesos de regeneración activa. También exhibe una elevada resistencia a la temperatura ($\sim 1200^{\circ}\text{C}$) y buenas características mecánicas.

Años más tarde, *Ibiden Co. Ltd.* introdujo el carburo de silicio como material para fabricar el monolito cerámico, desbancando a la cordierita por poseer eficiencias de filtrado similares, pero una menor pérdida de presión [35–37]. Además, el carburo de silicio posee una gran resistencia a la temperatura ($\sim 1800^{\circ}\text{C}$), sin embargo, presenta como desventaja un mayor coeficiente de expansión térmica y coste de fabricación que la cordierita. Los monolitos de carburo de silicio se fabrican mediante la unión de varios segmentos, a diferencia de los monolitos fabricados en cordierita. De esta manera, se compensa la desventaja asociada al mayor coeficiente de expansión térmica, contribuyendo además al aumento de la durabilidad de este material frente a choque térmico [38].

El nitruro de silicio es un material alternativo al carburo de silicio, cuya primera fabricación data del año 2003 por la empresa *Asahi Glass Co. Ltd.* [39]. En comparación con el carburo de silicio, el nitruro de silicio presenta una mayor resistencia al choque térmico, mayor conductividad térmica y un coeficiente de expansión térmica algo más bajo. Sin embargo, su precio es mayor, siendo este aspecto una de las principales razones de su bajo uso.

El bajo coeficiente de expansión térmica y la estabilidad tanto térmica como frente a la corrosión, hacen de la mullita (silicato de aluminio) un material adecuado para su uso en DPFs. Ha sido desarrollado y se fabrica actualmente por la empresa *Dow Automotive* [40]. En comparación con la cordierita, la mullita tiene mayor coeficiente de expansión térmica, densidad y módulo de Young. A su favor tiene que la mullita presenta mayor estabilidad térmica.

En los últimos años, se ha introducido en el mercado un nuevo material para la fabricación de los monolitos, el titanato de aluminio [41]. Este material posee una mayor resistencia al choque térmico y al ataque químico que el carburo de silicio, con una pérdida de presión similar.

El uso extendido de catalizadores impregnados en las paredes del material poroso del filtro de partículas ha llevado a la exploración de la idea de integrar el catalizador de oxidación en el filtro. De esta forma, el agente catalítico del DPF asume las funciones del DOC [42]. Este hecho presenta una serie de ventajas como es la simplicidad del sistema de post-tratamiento y la optimización de costes y de volumen. Sin embargo, esta arquitectura de integración no es una realidad, aunque en 2003 el fabricante *Volkswagen* anunció su intención de implantarla [43].

Siguiendo la misma filosofía, en los últimos años la idea de catalizar el filtro de partículas diésel con agente reductor de NOx está generando mucho interés. El fabricante *Toyota* fue el pionero en el desarrollo de este concepto, llamando a este nuevo sistema de post-tratamiento DPNR¹ [44]. Como consecuencia de la clara reducción de peso, packaging y coste de este sistema más compacto, la acción de catalizar el DPF para la reducción de NOx está suscitando interés en la actualidad, tal como lo demuestra el creciente número de publicaciones sobre este tema [45–48].

A pesar que el filtro de partículas diésel de flujo de pared es extremadamente efectivo para la reducción de las partículas, también lo es en la captura del material inorgánico (cenizas). Los principales contribuyentes a estas cenizas son los aditivos del aceite lubricante [49], aunque los aditivos al combustible usados para favorecer la oxidación de hollín incrementan considerablemente el nivel de cenizas acumuladas [50]. La problemática de las cenizas en el filtro de partículas es que no pueden ser eliminadas durante la regeneración por ser inorgánicas, limitando el volumen efectivo del DPF para acumular partículas incrementando la pérdida de presión del mismo [51]. Por lo tanto, para evitar someter al filtro a operaciones frecuentes de mantenimiento por su coste, los fabricantes hacen esfuerzos importantes en reducir lo más posible la emisión de este tipo de sustancias inorgánicas.

¹Del inglés *Diesel Particulate-NOx Reduction System*.

2.4.2. Parámetros de la estructura celular y porosa

El tamaño y la relación longitud-diámetro de un DPF dependerá de su aplicación específica, siguiendo un compromiso entre DPFs de reducido volumen y compactos, y la pérdida de presión que generan. Como orden de magnitud existente en la literatura, es habitual que el volumen del DPF sea superior al de la cilindrada del motor donde va instalado, alcanzando valores de entre 1.5 y 2 veces ésta, y llegando hasta 2.5 veces en motores de gran cilindrada [52].

La configuración tradicional de los canales del monolito cerámico es la sección cuadrada simétrica, idéntica entre los canales de entrada y salida, aunque en los últimos años ha ganado interés el concepto de adoptar geometrías asimétricas con mayor dimensión para los canales de entrada [53, 54]. De esta forma, se incrementa la capacidad de acumulación de hollín y cenizas (con la pertinente reducción de las operaciones de mantenimiento). Por ser mayoritaria la geometría cuadrada simétrica, los parámetros que definen el monolito se presentarán en relación a esta geometría. Denominando α al lado del canal y w_w al espesor de la pared porosa, la densidad de celdas del DPF se define como el número de canales por unidad de área de sección transversal:

$$\sigma = \frac{1}{(\alpha + w_w)^2} \quad (2.6)$$

En la literatura se encuentra ampliamente extendido como unidad la pulgada, siendo por tanto número de celdas por pulgada cuadrada representada como *cp*si**².

Este parámetro es de gran importancia a la hora del diseño del DPF. Del estudio de optimización de la densidad de celdas realizado por Konstandopoulos *et al.* [55], se obtienen las siguientes conclusiones:

- El volumen del DPF juega un papel clave en el diseño. Para volúmenes reducidos, se hace necesario aumentar la densidad de celdas (~ 300 *cp*si**) a fin de aumentar el área de filtrado. Por el contrario, valores altos de volumen llevarán a bajas densidades de celdas (~ 180 *cp*si**).
- Cuando existe acumulación de hollín, el óptimo valor de densidad de celda se incrementa a medida que el espesor de la pared baja a fin de aumentar el área de filtrado, variando de 200 a 350 *cp*si** para espesores de pared que oscilan entre 0.48 y 0.3 *mm*, respectivamente.

²Del inglés *cells per square inch*.

- La permeabilidad de la pared porosa sólo influye en la densidad óptima de celdas en condiciones de baja acumulación de hollín, aumentando esta última a medida que la pared porosa es menos permeable. Por el contrario, cuando el grado de acumulación es elevado, es la capa de partículas la que contribuye en mayor medida a la pérdida de presión en el DPF, por lo que la permeabilidad de la pared porosa no se vuelve un parámetro clave para el diseño óptimo de la densidad de celdas.

Tras describir la macroestructura de los filtros de partículas diésel de flujo de pared, se hace necesario definir los parámetros relacionados con el medio poroso, fundamentales para entender la respuesta fluidodinámica de este tipo de filtros. Los principales parámetros son la porosidad, el diámetro medio de poro y la permeabilidad.

La porosidad es la relación entre el volumen vacío (ocupado por poros) y el volumen total de la muestra, en el caso considerado, de la pared porosa. Para definir el tamaño del poro, se realiza una idealización considerándolo como esférico [56], con un diámetro determinado d_p que junto con la porosidad determinan la capacidad del DPF para acumular partículas en la pared porosa.

El orden de magnitud de estos parámetros está íntimamente relacionado con el nivel de catalización del DPF [57, 58], encontrándose que en DPFs no catalizados se dan porosidades del substrato que varían entre 40 % y 45 %, con diámetros medios de poro comprendidos entre el 10 y 15 μm . En cambio, en DPFs catalizados la porosidad y el diámetro medio de poro alcanzan valores del 50 % y superior a 20 μm , respectivamente. Esto se debe a la necesidad de albergar el agente catalítico en el substrato poroso sin que la pérdida de presión se vea afectada de forma considerable. Tal como Konstandopoulos *et al.* indican en [59], puede considerarse un medio de baja porosidad aquel que posee valores de porosidad y diámetro medio de poro de 40 % y 12 μm , respectivamente, y substrato muy poroso aquel que presenta valores del 70 % y 40 μm .

Las propiedades de resistencia mecánica y térmica del monolito están íntimamente relacionadas con estos dos parámetros [60]. Porosidades y diámetros de poros de bajo valor aportan mayor resistencia tanto a nivel estructural como de capacidad de acumulación térmica, que ayuda a evitar incrementos excesivos de temperatura durante las regeneraciones. Sin embargo, la decisión de seleccionar bajas porosidades y diámetros medios de poro afecta de forma importante a otros dos parámetros de gran importancia en la operación de los filtros de partículas diésel de flujo de pared: la pérdida de presión y la eficiencia de filtrado. Con el objeto de facilitar la comprensión de la solución de compromiso a adoptar a la hora de seleccionar la microestructura porosa de la pared

del monolito, la figura 2.5 muestra el efecto que tiene el diámetro medio de poro sobre la pérdida de presión y la emisión de partículas cuando el filtro de partículas está limpio o con un nivel de acumulación muy bajo (sin formarse la capa de partículas sobre la pared porosa). Porosidades y diámetros medio de poro bajos incrementan la pérdida de presión en el filtro y por consiguiente, el consumo del motor. Por el contrario, con desplazamiento hacia tamaños de poro mayores, la eficiencia de filtrado se reduce con el consecuente aumento de la emisión de partículas al exterior.

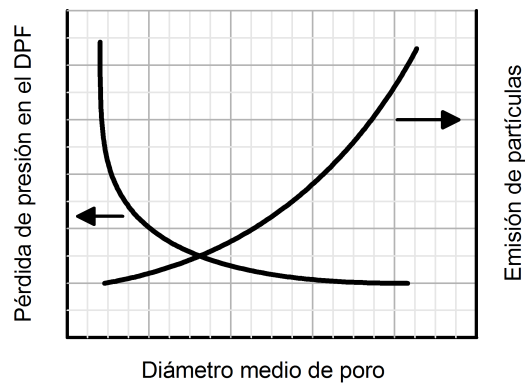


Figura 2.5. Efecto del diámetro medio de poro en la pérdida de presión y en la eficiencia de filtrado.

Debido a la necesidad de compromiso entre pérdida de presión y eficiencia de filtrado, en los últimos años se han desarrollado estructuras no homogéneas de la pared porosa [47, 60–62]. Este nuevo sistema consiste en una estructura de dos capas tal como se muestra en el esquema de la figura 2.6, en la que se representa una estructura de la pared porosa tradicional y una estructura porosa no homogénea. Esta última, llamada membrana, es de reducido espesor y está compuesta por un material con un valor alto de porosidad y bajo diámetro medio de poro. La segunda capa, el cuerpo, mantiene la capacidad de resistencia mecánica y térmica del conjunto. Seleccionando un adecuado tamaño de poro en la membrana se pueden alcanzar eficiencias de filtrado elevadas, evitando la penetración y la saturación de la pared porosa y por lo tanto un incremento brusco de la pérdida de presión durante la fase de filtrado en lecho profundo.

La permeabilidad se define como la capacidad de trasegar un fluido a través de un medio poroso. Viene determinada por las características del propio medio (porosidad y diámetro de poro) y las propiedades del fluido, y tiene por dimensión longitud al cuadrado. Hay una gran variedad de correlaciones en

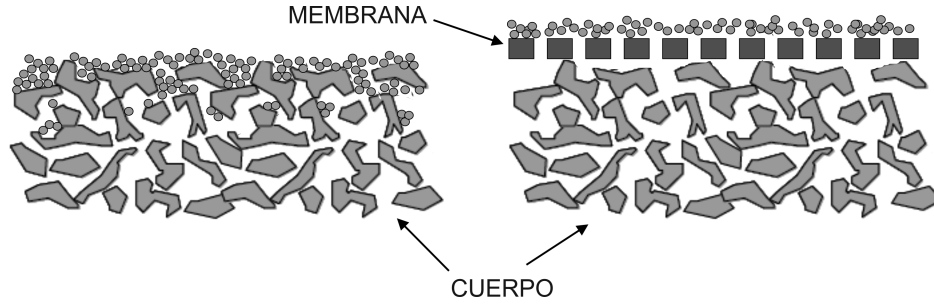


Figura 2.6. Esquema de la estructura de la pared porosa del monolito tradicional (izquierda) y con membrana (derecha).

la literatura para estimar la permeabilidad en lechos de partículas esféricas [63]. Todas ellas siguen la forma más universal del cálculo de la permeabilidad [56, 64], dada por la ecuación 2.7

$$k_w = f(\varepsilon)d_c^2SCF, \quad (2.7)$$

donde d_c es el diámetro de la unidad colectora, $f(\varepsilon)$ es una función de la porosidad y SCF es el factor corrector de Stokes-Cunningham [65]. En [63] se discuten diferentes modelos de la función de la porosidad, recogidos en la tabla 2.1, y aplicables a lechos de partículas esféricas.

Tabla 2.1. Diferentes funciones de la porosidad para el cálculo de la permeabilidad.

Nombre	$f(\varepsilon)$
Rumpf y Gupte [66]	$\frac{\varepsilon^{5,5}}{5,6}$
Carman-Kozeny [67]	$\frac{\varepsilon^3}{180(1-\varepsilon)^2}$
Blake-Kozeny [68, 69]	$\frac{\varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2}$
Happel [70]	$\frac{1}{18} \left(\frac{3-4,5(1-\varepsilon)^{\frac{1}{3}}+4,5(1-\varepsilon)^{\frac{5}{3}}-3(1-\varepsilon)^2}{(1-\varepsilon)(3+2(1-\varepsilon)^{\frac{5}{3}}-\varepsilon)} \right)$
Kuwabara [71]	$\frac{0,065(2-\frac{9}{5}(1-\varepsilon)^{\frac{1}{3}}-\varepsilon-\frac{1}{5}(1-\varepsilon)^2)}{(1-\varepsilon)}$

La velocidad del flujo en las paredes de un conducto poroso es distinta de cero, por lo que la permeabilidad específica debe ser corregida. Esta corrección

la constituye el factor de Stokes-Cunningham (SCF) [72], que es función del número de Knudsen del gas referido al diámetro medio de poro:

$$SCF = 1 + K_n(1,257 + 0,4e^{\frac{1,1}{K_n}}) \quad (2.8)$$

$$K_n = \frac{2\lambda}{d_p} \quad (2.9)$$

En la ecuación 2.9, λ es el camino libre medio del gas definido como:

$$\lambda = \nu \sqrt{\frac{\pi M_{gas}}{2RT}}, \quad (2.10)$$

donde R , ν , T y M_{gas} son la constante universal, viscosidad cinemática, temperatura y peso molecular del gas, respectivamente.

2.4.3. Proceso de pérdida de presión

Desde el punto de vista termofluidodinámico, el DPF se comporta como un elemento que restringe el paso del fluido. Como resultado, se genera una pérdida de presión en el DPF que es el resultado de la interacción entre el fluido que lo atraviesa y las características macro- y micro-geométricas del filtro. Esta pérdida de presión es la suma de diferentes contribuciones que se dan a lo largo de todo el sistema, tal y como se muestra en la figura 2.7.

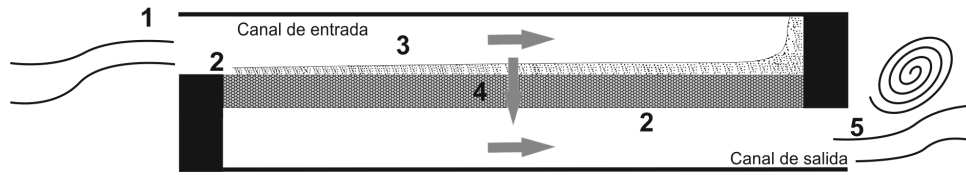


Figura 2.7. Diferentes contribuciones a la pérdida de presión en monolitos cerámicos de flujo de pared [25].

Numeradas del 1 al 5 en la figura 2.7, las diferentes contribuciones a la pérdida global son las siguientes:

1. Contribución debida a la contracción local del flujo en los canales de entrada al monolito.

2. Contribución debida a la fricción entre el fluido y las paredes de los canales de entrada y salida.
3. Contribución debida al paso del fluido a través de la capa de partículas, si ésta existiese.
4. Contribución debida al paso del fluido a través de la pared porosa, contabilizando la acumulación de partículas en la misma, en caso de existir.
5. Contribución debida a la expansión local del flujo en los canales de salida del monolito.

A estas contribuciones referidas al monolito, habría que añadir las debidas a la expansión del gas en el cono de entrada del DPF, y al proceso de contracción del flujo en el cono de salida del mismo.

La pared porosa contribuye a la pérdida de presión en el filtro de partículas a través de la suma de la ley de Darcy y al efecto Forchheimer, respectivamente indicados en la ecuación 2.11

$$\Delta p_w = \frac{\mu}{k_w} u_w w_w + \beta_F \rho u_w^2 w_w, \quad (2.11)$$

donde u_w y μ representan respectivamente la velocidad y la viscosidad del flujo a su paso por la pared porosa, w_w es el espesor de la pared porosa, k_w es la permeabilidad del medio poroso y β_F es el coeficiente de Forchheimer. El efecto Forchheimer es una contribución, generalmente pequeña, a la pérdida de presión en el medio poroso. En los filtros de partículas diésel de flujo de pared con porosidades alrededor del 50 % y diámetros medio de poro entre los 10-30 μm , y para los rangos habituales de flujo a través de la pared porosa, se asume que el efecto Forchheimer sobre la pérdida de presión es despreciable [73]. Sólo en algunas aplicaciones con materiales metálicos sinterizados, fibras metálicas o estructuras de espumas pueden darse velocidades altas de filtrado, tomando el coeficiente de Forchheimer un valor igual a 0.34 para metales sinterizados [74] y 16.6 en filtros de fibras con alta porosidad [59].

Payri *et al.* desarrollaron una metodología teórica-experimental [63] para determinar las propiedades microestructurales de la pared porosa (permeabilidad, diámetro medio de poro y porosidad) de un DPF limpio, así como las contribuciones a la pérdida de presión global en el mismo. En este trabajo se concluyó la importancia que posee el considerar el efecto de deslizamiento, considerado por el factor corrector de Stokes-Cunningham, en la predicción de la pérdida de presión. Por lo tanto, errores en la estimación del diámetro

medio de poro derivan en una estimación errónea de la permeabilidad de la pared porosa y por ende de la pérdida de presión en el DPF.

La formación de la capa de partículas sobre la pared porosa supone un cambio en la geometría del canal de entrada, tal como se aprecia en la figura 2.8. En dicha figura, w_p hace referencia al espesor de la capa de partículas formada sobre la pared porosa, que se puede estimar en función de la densidad de la capa de partículas (ρ_{cp}), nivel de acumulación de partículas (m_{cp}) y de la geometría de la unidad celular del DPF [75]:

$$w_p = \frac{\alpha - \sqrt{\alpha^2 - \frac{m_{cp}}{N_{ce} L \rho_{cp}}}}{2} \quad (2.12)$$

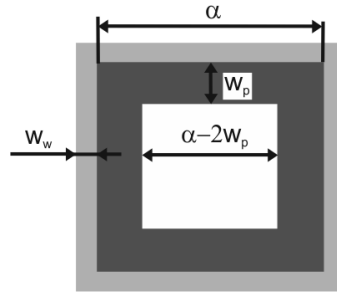


Figura 2.8. Capa de partículas formada sobre la pared porosa, generando un cambio en la sección transversal del canal.

Esta capa de partículas formada sobre la pared porosa añade una resistencia adicional al paso del flujo, que se obtiene a partir de la ley de Darcy. Ya que en la literatura se asume que la capa de partículas queda bien representada como un lecho de partículas esféricas [76–78], la permeabilidad de la capa de partículas puede definirse según la ecuación 2.13:

$$k_{cp} = f(\varepsilon_{cp}) d_{c,cp}^2 SCF_{cp} \quad (2.13)$$

2.4.4. Proceso de filtrado

Se define como filtrado al proceso de retención de los aerosoles contenidos en los gases de escape a su paso por el filtro de partículas. Dependiendo de su tipología, predomina el filtrado superficial o el filtrado en lecho profundo. En el primero de ellos, las partículas se depositan en la superficie del medio filtrante, lo que resulta en un incremento constante de la pérdida de presión a medida

que crece el espesor de la capa de hollín acumulada. En el caso del filtrado en lecho profundo, las partículas quedan depositadas en el interior del medio poroso tras penetrar en él. Aunque en la literatura existe un extenso trabajo sobre los diferentes mecanismos de filtrado (difusión, intercepción, inercial, gravedad, electrostáticos y termofóresis) [79], los principales mecanismos que se dan durante la fase de filtrado en lecho profundo en un DPF son [80, 81]:

- Deposición por difusión Browniana. Este fenómeno afecta a las partículas de menor tamaño. Estas partículas no se mueven uniformemente a lo largo de las líneas de corriente, sino que se difunden desde el flujo hasta la superficie del elemento colector y quedan depositadas en él.
- Deposición por intercepción. Este mecanismo adquiere importancia en las partículas de mayor tamaño, hasta valores aproximados de $1 \mu m$. A medida que las partículas se aproximan al elemento colector, las partículas tienden a seguir la trayectoria de la línea de corriente del gas. Si estas líneas pasan cerca de la superficie colectora, las partículas, pueden llegar a depositarse sobre ella debido a su tamaño.
- Deposición por impacto. En el caso de partículas de mayor tamaño (por encima de $1 \mu m$) y a velocidad elevada, este mecanismo de filtrado es el dominante. En este caso la partícula no es capaz de seguir la línea de corriente del gas, sale de ésta e impacta contra la superficie colectora, quedando depositada sobre ella sin influencia de la difusión browniana o de fenómenos de intercepción. Sin embargo, la mayoría de partículas contenidas en los gases de escape de motores Diesel no poseen tamaños superiores a $1 \mu m$, por lo que es el mecanismo menos frecuente de los tres citados.

En el caso del filtro de partículas diésel de flujo de pared, se dan los dos procesos de filtrado de forma combinada (superficial y en lecho profundo), dándose en mayor o menor medida cada uno de ellos en función de la microestructura del substrato poroso [82]. En la figura 2.9 se muestra una evolución característica de la pérdida de presión y de la eficiencia de filtrado en un filtro de partículas diésel de flujo de pared, en función de la masa de hollín acumulada. En las primeras fases de acumulación desde las condiciones limpias predomina el filtrado en lecho profundo con eficiencia de filtrado que va desde un valor inicial entre el 50 % y el 70 % en condiciones limpias, a valores cercanos al 100 % a partir de niveles bajos de acumulación. El valor de acumulación en el que se alcanza el pico de eficiencia de filtrado varía notablemente en función del filtro de partículas, estando entre los $0.05 g/l$ y $0.4 g/l$ [83]. En

términos de pérdida de presión, el proceso de filtrado en lecho profundo se caracteriza por un incremento no lineal y muy pronunciado de la pérdida de presión en función de la acumulación de hollín. Esto se debe a que las deposiciones iniciales de hollín en la estructura porosa bloquean localmente el paso del gas.

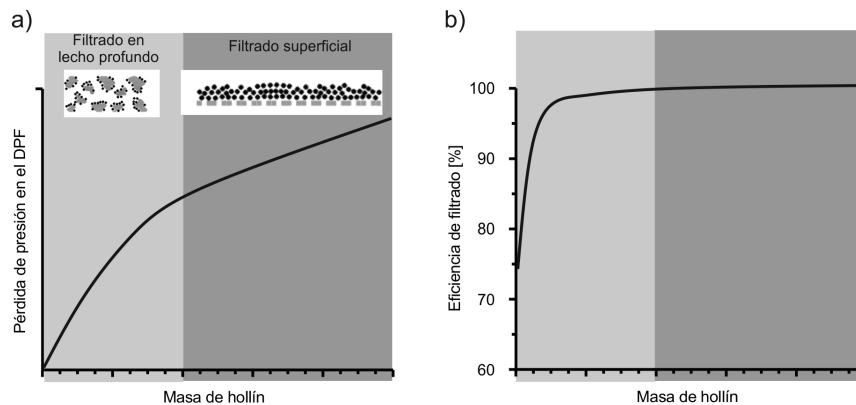


Figura 2.9. Proceso de carga de un DPF. Evolución de (a) la pérdida de presión y (b) eficiencia de filtrado durante el proceso de acumulación.

La penetración y la deposición de hollín en la pared porosa son características fundamentales en la comprensión del filtrado en lecho profundo. En este sentido, la microscopía electrónica ha permitido concluir que la penetración del hollín es muy reducida, con valores aproximados del 5% y 10% [84–88]. Asimismo, los resultados obtenidos de simulaciones mediante métodos de Lattice-Boltzmann, ampliamente utilizados para describir la termofluidodinámica en el interior de la pared porosa, presentan las mismas conclusiones [89–91].

A medida que la pared porosa se bloquea por la deposición de aerosoles, se da una transición suave hacia el mecanismo de filtrado superficial. Esta fase se caracteriza por un crecimiento lineal de la pérdida de presión con la acumulación de hollín que forma una capa de partículas sobre la pared porosa. Según indican Konstandopoulos *et al.* [24], la pared porosa queda saturada con valores de acumulación de hollín por volumen del DPF entre 0.4–1.8 g/l , dependiendo de la estructura del filtro, y el orden de magnitud de la capacidad de acumulación de hollín antes del proceso de regeneración es de 10 g/l . Este último valor, en la práctica, es dependiente del material y configuración del DPF, así como de la estrategia de regeneración del motor donde vaya emplazado.

La microestructura de la capa de partículas formada sobre la pared porosa determina la principal contribución a la pérdida de presión global del DPF, pero presenta una gran dificultad a la hora de ser caracterizada. Konstandopoulos *et al.* proponen en [76] valores de porosidad por encima del 95 %, resultando densidades de la capa de partículas por debajo de 100 kg/m^3 . Sin embargo, tal como se propone en la literatura, el valor de porosidad de un agregado medio es del orden del 81 % [92–94], claramente inferior al propuesto por Konstandopoulos. Además, si se considera la influencia de la deposición balística y la diferencia de presión a través de la capa de partículas que deriva en una compactación mayor de la capa de partículas [59, 95], ello conduce a valores inferiores de porosidad. Esta idea coincide con datos aportados por Rockne *et al.* en [96], donde propone valores mínimos del 70 % de los depósitos de hollín tras evaluar emisiones de partículas de diferentes motores Diesel. Además, Opris y Johson [97] determinaron por medio de una metodología teórica-experimental basada en la masa de hollín atrapada y la pérdida de presión en el DPF la microestructura de la capa de partículas; proponiendo unos valores de porosidad en el rango de 55 - 60 %, lo que supone un valor de densidad de $800 - 900 \text{ kg/m}^3$.

2.4.5. Proceso de regeneración

Se define la regeneración como el proceso de oxidación del hollín acumulado en el filtro de partículas durante la fase de filtrado. Con el fin de evitar acumulaciones excesivas de hollín que generan contrapresiones elevadas, se hace necesario realizar procesos periódicos de regeneración. La oxidación del hollín es un proceso químico, cuya tasa de reacción se define como

$$\dot{r}_{\text{hollin}} = \frac{1}{m} \frac{dm}{dt}, \quad (2.14)$$

donde m es la masa de hollín en cada instante de tiempo. Esta tasa está controlada principalmente por la temperatura de pared del monolito [30], dándose de manera espontánea entre los $500 \text{ }^\circ\text{C}$ y los $600 \text{ }^\circ\text{C}$ [98].

Sin embargo, las temperaturas de los gases de escape en los motores Diesel no alcanzan de forma habitual los niveles necesarios para oxidar las partículas acumuladas en el DPF, por lo que se hace necesario el uso de técnicas que permitan iniciar el proceso de regeneración. Los sistemas de regeneración se clasifican en sistemas pasivos, en los que se alcanzan las condiciones adecuadas para la regeneración sin el uso de medios auxiliares; y los sistemas de regeneración activos, aplicados cuando es necesario alcanzar de manera puntual

las temperaturas necesarias para la regeneración por medio de técnicas auxiliares. Estos últimos implican un aumento del consumo específico del motor. Sin embargo, la estrategia de regeneración mayoritariamente escogida en la industria de la automoción es la combinación activo-pasiva. En primer lugar, porque los medios pasivos no aseguran la completa regeneración en usos poco exigentes de carga del motor (operación urbana); y en segundo lugar, porque el uso único de estrategias activas aumentaría considerablemente el consumo y el estrés térmico del monolito.

Seguidamente, se va a describir de forma detallada las principales características de cada uno de los métodos de regeneración.

Sistemas de regeneración pasiva

Los sistemas de regeneración pasiva buscan reducir la temperatura necesaria para que la oxidación de hollín tenga lugar. Los sistemas más habituales son el uso de catalizadores impregnados en las paredes del sustrato poroso [1], aditivos en el combustible [99] y oxidación por NO_2 (generado a partir del NO oxidado en un DOC situado aguas arriba del DPF) [100].

La opción de catalizar los filtros se desarrolló en la década de los ochenta, siendo estos sistemas introducidos comercialmente por el fabricante *Mercedes* en California. Los poros del sustrato de la pared porosa son recubiertos con catalizadores, materiales que activan la oxidación de las partículas, principalmente con metales nobles como el paladio o platino [101, 102]. La principal desventaja de este sistema es que sólo las partículas que están en contacto con el catalizador son capaces de oxidarse. Otro problema que presenta este sistema es que, dependiendo del catalizador empleado, durante la operación a alta temperatura se pueden generar sulfatos por oxidación del SO_2 a SO_3 [103]. Sin embargo, la reducción del contenido de azufre en los combustibles resta importancia de manera paulatina a esta reacción.

El uso de aditivos al combustible (FBC³), como el cerio, hierro, cobre o platino [101], reduce considerablemente la temperatura de oxidación del hollín. A pesar de la importante reducción de la temperatura de oxidación, que se establece en aproximadamente los 350°C, las temperaturas de escape en los motores Diesel no alcanzan generalmente este valor a baja carga, por lo que se hace necesario el uso combinado con otro tipo de estrategias. Además de la desventaja obvia de tener que disponer de un tanque en el automóvil para conservar el aditivo, el uso de éste incrementa considerablemente las cenizas acumuladas en el filtro de partículas [50].

³Del inglés *Fuel-borne catalyst*.

La regeneración pasiva puede alcanzarse también a través del uso combinado de un catalizador de oxidación y un filtro de partículas, concepto conocido como *CRTTM* y patentado por *Johnson Matthey* en 1990 [100]. La base de este sistema radica en la menor temperatura necesaria para oxidar el hollín por medio del NO_2 . Se trata de un sistema compacto constituido por un reactor catalítico impregnado con platino, que facilita la reacción de oxidación del NO a NO_2 . Este gas rico en dióxido de nitrógeno entra en el DPF, oxidando las partículas y por lo tanto, regenerándolo. El filtro de partículas puede también estar catalizado para favorecer la oxidación de las partículas con el NO_2 , lo que reduce la temperatura de oxidación a $250^\circ C$, introducido también por *Johnson Matthey* y conocido como *CCRTTM* [11]. El requerimiento para que el sistema opere en condiciones óptimas es que la temperatura de los gases de escape se encuentre por encima de $250^\circ C$, para promover la oxidación óptima del NO a NO_2 en el catalizador, y que la proporción NO_x/PM sea de al menos 25. Asimismo, se hace necesario el uso de combustible con contenido bajo de azufre, inferior a 50 ppm.

Sistemas de regeneración activa

Los sistemas de regeneración activa más habituales son los realizados a través de la actuación sobre el motor, ya sea por estrangulación del aire de admisión o mediante estrategias de inyección, generalmente post-inyecciones [32], el uso de quemadores adicionales [104] o calentadores eléctricos [105].

El método de estrangulación, más conocido por el término *throttling*, consiste en reducir el aire de admisión con el consiguiente aumento del dosado y por lo tanto, de la temperatura de los gases de escape. De esta forma, se pueden alcanzar incrementos de temperatura de alrededor de $200^\circ C$ a niveles de carga media-alta del motor [101]. Sin embargo, este efecto se traduce en un incremento de consumo.

El método más extendido de regeneración activa es a través del control del sistema de inyección del motor, estableciendo una post-inyección. La ubicación de ésta se retrasa lo suficiente como para que sólo se queme en la cámara de combustión una pequeña parte, y la masa de fuel restante salga de la cámara quemándose por lo tanto los hidrocarburos en el DOC. Este hecho aumenta considerablemente la temperatura de los gases a la salida del reactor, que estarán a una temperatura lo suficientemente elevada como para que se den altas tasas de oxidación de hollín en el DPF.

El uso de quemadores situados en la línea de escape aguas arriba del DPF es un método de regeneración activa alternativo. Cuando la pérdida de presión

en el filtro de partículas alcanza la consigna de regeneración, se inicia una combustión totalmente controlada en la cámara situada inmediatamente aguas arriba de éste. De esta manera, los gases de escape alcanzan una temperatura que excede los 600°C, estableciéndose condiciones para la oxidación del hollín en el DPF. La principal desventaja de este sistema radica en el incremento de coste del dispositivo, que incluye quemador, inyector, cámara de mezcla combustible-aire, etc.

Otro método de regeneración activa es el asistido por sistemas eléctricos. En estos casos, se sitúa un calentador eléctrico situado a la entrada del filtro de partículas. El calentador se alimenta por la propia energía eléctrica generada en aplicaciones abordo, o a través de una fuente externa en otro tipo de aplicaciones. Sin embargo, este sistema es el menos eficiente de los tres comentados de regeneración activa, debido a la gran cantidad de energía necesaria para aumentar la temperatura de los gases de escape hasta el valor requerido [106].

2.5. Influencia del DPF sobre la eficiencia de los motores Diesel

La influencia que tiene el DPF sobre la eficiencia del motor Diesel viene determinado principalmente por dos aspectos:

- El efecto de la pérdida de presión generada por el DPF, que provoca un aumento de la contrapresión de la línea de escape aumentando las pérdidas por bombeo, lo que se traduce en un mayor consumo del motor.
- La necesidad de realizar regeneraciones periódicas del DPF. Dado que los métodos de regeneración pasivos no son suficientes para asegurar la regeneración del filtro de partículas en todas las condiciones de operación del motor, se hace necesario el uso de los métodos activos que requieren un aporte adicional de energía.

La pérdida de presión que genera el filtro de partículas, multiplicada por la relación de expansión de la turbina establece la contrapresión de escape cuando el DPF se encuentra instalado en configuración post-turbo. Esta contrapresión aumenta el trabajo de bombeo [107]. A medida que aumenta la acumulación de hollín en el DPF se produce el aumento de la contrapresión de escape, dando lugar a un incremento del consumo del motor para producir el mismo trabajo. Siguiendo esta filosofía, el consumo del motor con un filtro de partículas en

configuración post-turbo se deteriora proporcionalmente a la relación entre la pérdida de presión generada por el DPF multiplicada por la relación de expansión en la turbina y la presión medida indicada en el punto de operación considerado [108]:

$$\frac{\Delta b s f c}{b s f c} \approx \frac{\Delta p_{D P F} \pi}{p m i} \quad (2.15)$$

Tal como indica Stamatelos [108], no es sencillo cuantificar globalmente el deterioro del consumo del motor por llevar instalado un filtro de partículas, ya que es muy dependiente del rango de operación.

Mikulic *et al.* [109] realizaron una evaluación experimental del efecto de la contrapresión generada por un filtro de partículas sobre el consumo de un motor de 12 litros de cilindrada en puntos de operación del European Stationary Cycle (ESC) [110]. Estimaron ahorros entre 0.4 % y 2 % en consumo específico optimizando la pérdida de presión generada por el DPF, lo que indica el impacto que tiene el simple hecho de instalar un sistema de post-tratamiento en un motor Diesel.

A través de un estudio de modelado con un motor Diesel adaptado para cumplir la normativa Euro 6 de 2.2 litros de cilindrada, Tournalonias *et al.* [111] plantearon una correlación lineal para estimar la penalización del consumo debido a la acumulación de hollín en el filtro de partículas durante un ciclo de conducción basada en la introducción de un factor de coste constante (K) sintetizado de trabajos previos [108, 112]. Esta correlación consiste en un incremento lineal del consumo de combustible cada 100 *mbar* de intervalo de aumento de la contrapresión en el DPF:

$$F u e l_{p e n a l i z a d o} [\%] = K \frac{\Delta p_{D P F, i} - \Delta p_{D P F, 0}}{100} \quad (2.16)$$

Con estos datos, en este trabajo llegan a predecir que la penalización en consumo durante el New European Driving Cycle (NEDC) [110] debido a un incremento en el nivel de acumulación del DPF de 0 a 7 *g/l* está entre un 0.2 % y 0.5 %.

Como se ha comentado al inicio de esta sección, además del incremento del consumo debido a la contrapresión generada por el DPF, es necesario contabilizar el aporte energético extra debido a los procesos de regeneración activos. En este caso, juega un papel muy importante la estrategia de regeneración aplicada por el fabricante. Estrategias que potencien la regeneración pasiva reducen considerablemente el consumo energético asociado al uso de técnicas activas,

a expensas de incrementar el coste inicial del sistema de post-tratamiento o al coste asociado al uso de aditivos en el combustible.

En este contexto, Tournalonias *et al.* [111] estimaron que la penalización de combustible durante un ciclo NEDC en el que se realiza una regeneración activa se encuentra entre el 16 % y el 21 % dependiendo de la estrategia de regeneración (FBC o DPF catalizada respectivamente).

Sin embargo, este dato difiere de los resultados del trabajo de Noguchi *et al.* [113] realizado con diferentes motores en ciclos de conducción de Japón. El impacto obtenido sobre el consumo del motor de una regeneración activa realizada en el ciclo se encuentra entre el 31 % y el 52 %. Este rango tan amplio de predicción, y su discrepancia con los resultados de Tournalonias *et al.*, dan buena cuenta de la dificultad de cuantificar el impacto de la regeneración activa, pues depende en gran medida de la estrategia de regeneración escogida, del DPF utilizado y del ciclo realizado.

Asimismo, Noguchi *et al.* [113] proponen que el impacto sobre la eficiencia del motor debido al uso de un DPF se encuentra entre un 2 % y un 4.5 %. Estos valores, sumados a los debidos al efecto de la contrapresión que crea el DPF suponen unas penalizaciones globales de consumo inferiores a los propuestos por estudios anteriores [31, 108], que establecían penalizaciones generales debidas a la instalación del DPF (efecto de contrapresión y estrategias de regeneración activa) de alrededor del 5 %. Esta reducción ha sido posible debido a la optimización de las estrategias de regeneración activo-pasivas en los últimos años. Este resultado indica con claridad la capacidad de reducción de las penalizaciones de este sistema de post-tratamiento, tal como ya predecía Stamatelos [108] a finales de la década de los noventa.

2.6. Ubicación pre-turbo del post-tratamiento

Las ventajas que ofrece la ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento en términos de temperatura ha hecho que sea un tema planteado desde hace décadas, aunque no tratado con detalle.

A principio de los ochenta, *Daimler-Benz* [114] desarrolló un filtro de partículas diésel cerámico ubicado aguas arriba de la turbina. Este sistema se introdujo en el vehículo modelo 300 SD-Turbodiesel en 1985 en el mercado californiano. Sin embargo, los altos picos de temperatura durante las regeneraciones produjeron que el monolito cerámico de cordierita quebrara, desprendiendo fragmentos cerámicos que destruían los álabes de la turbina. Este hecho hizo que se cambiara el rumbo del desarrollo de la configuración

pre-turbo del filtro de partículas hacia la post-turbo, como solución para proteger la turbina.

La compañía *Brown Boveri Company* también desarrolló una arquitectura de la línea de escape con ubicación pre-turbo del filtro de partículas para el Comprex supercharger. Debido a las peculiaridades del Comprex supercharger [115], el lado de baja presión (donde se situaría tradicionalmente el filtro de partículas) no puede trabajar con contrapresión. De esta manera el filtro de partículas se localizó aguas arriba del sistema de sobrealimentación, lo que llevó a un sistema pre-turbo muy compacto tal como se muestra en la figura 2.10. Sin embargo, la alta inercia térmica del filtro de partículas producía un retraso a la hora de efectuar transitorios [116, 117]. La demanda de reducción substancial de la inercia térmica del filtro condujo al uso de un filtro de fibras metálicas con filtrado en lecho profundo, que ofrecía total seguridad para ser instalado aguas arriba del Comprex supercharger [118]. La importante reducción de la inercia térmica condujo a una capacidad de reacción ante un transitorio aceptable, a expensas de la baja eficiencia de filtrado que poseía este tipo de filtro de partículas ($\sim 50-60\%$).

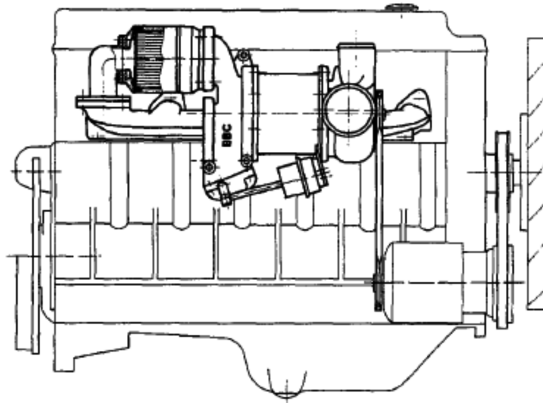


Figura 2.10. Filtro de partículas aguas arriba del Comprex supercharger en un motor de cuatro cilindros [119].

Mayer *et al.* [120] realizaron un estudio experimental con ubicación pre-turbo del filtro de fibras metálicas dividido en dos módulos, uno en cada bloque de cuatro cilindros de los 8 dispuestos en V. Proponían la idoneidad de dicha ubicación debido a los siguientes factores:

- El mayor nivel térmico en dicha configuración y los picos de temperatura en la descarga del cilindro favorecen la regeneración del filtro de partículas.
- La mayor densidad de los gases de escape en la configuración pre-turbo supone la reducción de la velocidad del flujo. Como la pérdida de presión depende cuadráticamente de la velocidad y linealmente de la densidad, ésta es inferior aguas arriba del turbogrupo, pudiendo hacer el filtro de partículas más compacto (hasta la recuperación de la pérdida de presión de referencia).
- Al poder hacer el filtro de partículas más compacto, los costes de fabricación se reducirían.
- En la configuración pre-turbo del filtro de partículas, la pérdida de presión de éste no se ve afectada por el efecto de la relación de expansión de la turbina. Por lo tanto, el consumo específico del motor no se ve dañado de manera tan severa con la configuración propuesta.

En términos de regeneración pasiva, encontraron que se daban las condiciones adecuadas para que tuviera lugar a partir del 30 % del grado de carga del motor. Asimismo, el hecho de emplazar el filtro de partículas aguas arriba de la turbina penalizaba mínimamente el consumo específico del motor, inferior al que hubiera producido la configuración post-turbo. Como expectativas de futuro, proponían que si se realizaban esfuerzos en reducir la masa del filtro de partículas, la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento podría ser viable en motores tanto en operación estacionaria como transitoria.

Debido a la menor inercia térmica del catalizador de oxidación diésel, el estudio de la configuración pre-turbo de este sistema de post-tratamiento ha concentrado mayores esfuerzos de los investigadores, llevando incluso la idea a la realidad en un motor Diesel Tier 2 Bin 2 desarrollado por la empresa *Ricardo* a bordo de un vehículo de demostración a finales de 2007 [121].

En el estudio de la ubicación pre-turbo del DOC cabe destacar el trabajo realizado por la empresa *Emitec*. Esta empresa, en compañía de diferentes fabricantes y empresas del sector, han llevado a cabo estudios tanto de modelado como experimentales, obteniendo resultados prometedores con aplicaciones pre-turbo del DOC de substrato metálico. Aunque han planteado diferentes localizaciones pre-turbo del DOC, ya sea instalado directamente a la salida de las pipas de escape o en el propio colector de escape [122, 123], la ubicación más estudiada (debido a la facilidad del montaje) ha sido en el espacio entre la entrada de la turbina y la salida del colector de escape. En la figura 2.11 se

muestra una foto de la localización del DOC a la salida del colector de escape, así como ejemplos de diferentes geometrías. Es importante destacar el pequeño tamaño de estos catalizadores, debido a la limitación de espacio aguas arriba del turbogrupo.

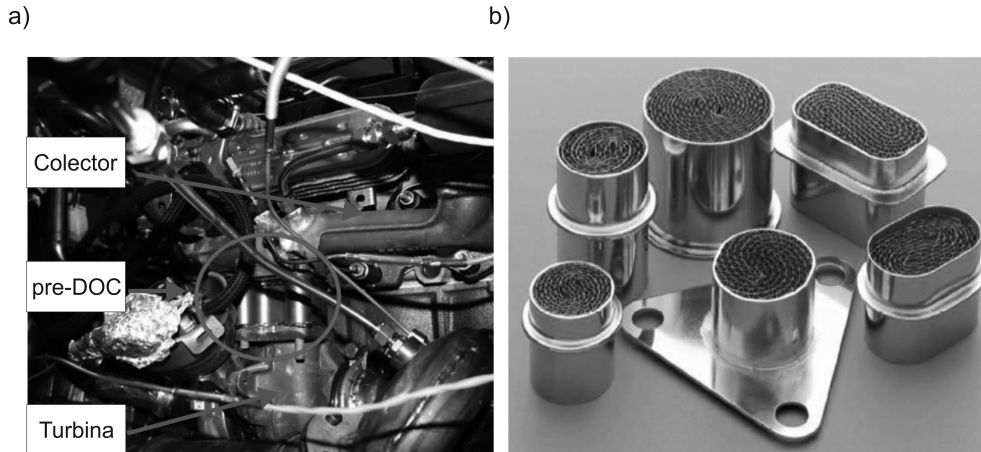


Figura 2.11. (a) Localización del PTC en un motor y (b) algunos ejemplos de geometrías de los PTC [122, 123].

Las mayores temperaturas que se dan aguas arriba de la turbina reducen el tiempo necesario para alcanzar el *light-off* del catalizador de oxidación [124] en las primeras fases del ciclo de homologación (NEDC). Asimismo, el mayor flujo turbulento favorece el contacto gas de escape-canales del pre-DOC [123]. Los datos señalan que hasta añadiendo un pequeño pre-DOC de 0.02 l de volumen, es posible obtener tasas de conversión de alrededor del 40 % para las emisiones de CO, y del 30 % para los HC en un motor de 1.9 l de cilindrada [123]. Además, las mayores temperaturas incrementan la oxidación de NO a NO₂, parámetro de importancia capital para favorecer la oxidación de hollín en el filtro de partículas.

Otros estudios experimentales realizados constatan que dividiendo la masa catalítica en un pre-DOC de reducido tamaño y otro principal aguas abajo de la turbina, se conseguía reducir las emisiones de CO y HC en un motor de transporte de pasajeros en un 25 % y 35 % respectivamente, y valores superiores en motores destinados al transporte pesado (40 % y 90 % en las emisiones respectivas de HC y CO) comparándolos con la configuración tradicional [122].

Este margen de ganancia de conversión permite pensar en reducir el tamaño del volumen catalítico global, tal como presentaron en un estudio Sa-

rogia *et al.* [124]. Este trabajo consistió en la evaluación de las prestaciones de un catalizador metálico pre-turbo en un motor de 1.9 l de cilindrada. Este motor equipaba de serie un catalizador de oxidación metálico ubicado muy cercano a la turbina aguas abajo de ésta, y otro de substrato cerámico de mayor volumen al final de la línea de escape. Se estudiaron diferentes tipologías de DOC en configuración pre-turbo, con diferente tamaño y baño de catalizadores. Estos trabajos permitieron obtener como conclusión importante que se podía suprimir por completo el catalizador cerámico (reducción del coste de fabricación) haciendo uso de un DOC en ubicación pre-turbo de volumen muy reducido.

El hecho de posicionar el catalizador de oxidación aguas arriba de la turbina, al igual que en el caso del filtro de partículas, reduce la pérdida de presión generada por el elemento debido a la mayor densidad del gas de escape, tal como se apunta en [125]. Para el mismo flujo másico, la mayores densidades aguas arriba de la turbina implican menores valores de velocidad del gas, y por lo tanto, menores pérdidas de presión. Asimismo, la configuración pre-turbo no se ve afectada por el efecto de la relación de expansión en la turbina, mitigando el incremento de la contrapresión global del motor.

En este mismo trabajo [125] se destaca el incremento de temperatura debido a las reacciones exotérmicas en el DOC, que incrementa la energía disponible en la turbina cuando el DOC se emplaza aguas arriba de ésta. Este fenómeno produce que a bajos regímenes y alta carga, donde las velocidades son bajas y la emisión por parte del motor de HC/CO es alta, se obtengan ganancias en términos de par motor, es decir, una reducción del consumo específico. Con respecto al comportamiento en transitorio del motor con configuración pre-turbo del catalizador de oxidación, el incremento de la inercia térmica retrasa la respuesta del turbogruppo. Sólo disponiendo de un catalizador de tamaño inferior a 0.1 l se obtiene una respuesta satisfactoria, siendo necesario para mayores volúmenes cambios en el sistema de sobrealimentación.

La durabilidad del catalizador de oxidación es un parámetro de importancia, pero se vuelve más crítico cuando se ubica aguas arriba de la turbina debido a las condiciones de flujo más exigentes en términos de temperatura y presión. Por lo tanto, se requiere un diseño robusto del DOC a fin de evitar cualquier desprendimiento que pueda afectar a la pérdida de eficiencia del propio sistema y a la turbina. Konieczny *et al.* [126] realizaron un estudio evaluando en profundidad los requerimientos necesarios para asegurar la durabilidad del elemento. Detectan dos posibles fallos a destacar debido a los altos niveles de estrés: pérdida de la integridad de la matriz que puede causar separación o pérdidas de material metálico; y la pérdida de la manta de reten-

ción que supondría el desprendimiento total de la matriz metálica. A través de técnicas de simulación con elementos finitos y corroborándolos con resultados de ensayos experimentales, demostraron que seleccionando un espesor de pared metálica y una densidad de celdas adecuada es posible aumentar de manera considerable la resistencia térmica.

Subramaniam *et al.* [127] realizaron un estudio de modelado 1D en el que evaluaban el efecto de ubicar el catalizador de oxidación y el filtro de partículas diésel aguas arriba de la turbina en un motor Diesel de transporte de pasajeros. En condiciones de operación estacionaria, la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento ofrece una ventaja en términos de consumo respecto a la tradicional post-turbo. Estas diferencias se vuelven notables a medida que crece el régimen y la carga del motor, alcanzando reducciones de hasta un 3% en consumo específico cuando el nivel de acumulación de partículas es considerable. Al igual que se había expuesto en trabajos previos [120, 125], la ganancia en prestaciones se debía por un lado a que la pérdida de presión es menor en el sistema de post-tratamiento por tener el gas de escape menor velocidad; y por el otro lado, a que la pérdida de presión situada aguas arriba de la turbina no está afectada por el efecto de la relación de expansión en la turbina, siendo menos sensible esta configuración al nivel de acumulación de partículas en el DPF.

Por el contrario, en condiciones de operación transitorias, los resultados revelaron una clara desventaja en la respuesta del motor con arquitectura pre-turbo del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de 2 a 16 bar de pme. La razón se encuentra en la alta inercia térmica del sistema de post-tratamiento, que actúa como un acumulador de energía reduciendo la energía disponible por la turbina durante el transitorio. A pesar de la energía desprendida en el DOC por las reacciones exotérmicas, la importante inercia térmica del filtro de partículas dominaba la respuesta durante el transitorio.

Otro estudio de modelado 1D llevó a la evaluación en términos de coste, tamaño y prestaciones de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en un motor de 35l de cilindrada, pero estando esta vez compuesto por un catalizador de oxidación, seguido de un filtro de partículas metálico y un SCR [128]. Los tamaños del sistema de post-tratamiento de un motor de esta cilindrada suponen unos costes elevados. Debido a que la disposición pre-turbo permite optimizar el volumen [120], la exploración en este tipo de motores había suscitado interés anteriormente [129]. En el caso del filtro de partículas metálico, se necesitan unas velocidades de gas en los canales elevadas, de alrededor de 15 m/s para obtener las eficiencias de filtrado requeridas. Dado que para un flujo másico de aire determinado, la mayor densidad de éste

en la configuración pre-turbo supone velocidades de gas más bajas, es posible reducir el diámetro del filtro hasta llegar a la velocidad necesaria sin incrementar en demasía la pérdida de presión. En el caso del DOC y el SCR, los volúmenes también pueden ser reducidos cuando se ubican aguas arriba de la turbina, ya que la mayor turbulencia incrementa el coeficiente de transferencia de masa [130].

Debido a estos efectos fue posible reducir el volumen del sistema de post-tratamiento en un 40 %, con la correspondiente reducción en coste y peso que ello supone. Como conclusión, el trabajo arrojó una reducción de consumo específico de entre el 0.03 % y un 0.68 % a bajo y alto régimen respectivamente, e incrementándose a valores de 0.04 % y un 0.76 % cuando el filtro de partículas se encuentra con un nivel de acumulación de 4 g/l. Tal como apuntan en el trabajo, aunque los valores puedan parecer reducidos, una pequeña reducción en este tipo de motores supone una gran cantidad de ahorro de combustible y de reducción de emisiones de CO_2 .

La necesidad de incrementar el nivel térmico del gas de escape en el sistema de post-tratamiento para aumentar las eficiencias de conversión y las tasas de regeneración pasiva ha llevado al desarrollo de una gran variedad de patentes configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Sin embargo, han quedado sólo en sistemas protegidos esperando a ser explotados algún día, ya sea por avances tecnológicos que puedan hacerlos viable o bien por motivos de índole comercial o imagen de marca.

Winsor *et al.* [131] patentaron en 2009 el posicionamiento del filtro de partículas aguas arriba de la turbina en un motor Diesel separando el monolito en dos partes, comunicada cada una de ellas con las dos ramas del colector. El gas de cada rama del colector, tras atravesar el monolito, se dirige por un conducto a una turbina de tipo twin (doble entrada).

Otros investigadores plantean la posibilidad de disponer los monolitos del filtro de partículas en las pipas de escape de los cilindros, reduciendo de esta manera el volumen del colector de escape. De esta forma, Watanabe *et al.* [132] plantean dicha idea con la posibilidad de incluir conductos que comunican las pipas de escape de cilindros adyacentes regulados por válvulas con el objetivo de reducir la sobrepresión generada por los cilindros en la fase de descarga. Por su parte, la patente solicitada por la empresa alemana *ElringKlinger* [133] propone la posibilidad de incluir los monolitos del DOC o del DPF en las pipas de escape de los cilindros.

La ubicación del filtro de partículas en configuración pre-turbo ofrece la posibilidad de disponer de EGR de alta presión libre de partículas, tal como

proponen con su idea Toshihisa *et al.* [134], con las ventajas para la línea de EGR que ello supone:

- No existen deposiciones de hollín en la línea de EGR (válvula, línea e intercooler de EGR). Esto permite alargar la vida útil de estos sistemas reduciendo la pérdida de eficiencia [135] y además evitando el aumento de la pérdida de presión en el intercooler de EGR por la acumulación de hollín.
- Posibilidad de descargar el EGR limpio de alta presión aguas arriba del aftercooler, evitando así el uso del intercooler de EGR y mejorando la mezcla aire fresco-EGR, reduciendo por tanto la dispersión de EGR entre cilindros.

Siguiendo esta idea, la patente propuesta por Takashi *et al.* [136] plantea recircular el EGR a través de una camisa que aísla el colector de escape y el sistema de post-tratamiento en un motor de encendido provocado.

La propuesta planteada por Payri *et al.* [137] consiste en un diseño singular para el colector de escape de motores de combustión interna alternativos turbosobrealimentados que contenga un filtro de partículas (DPF) en su línea de escape. Las características más destacadas de esta configuración es la ubicación del filtro de partículas aguas arriba de la turbina, la posible subdivisión de este filtro en las diferentes ramas del colector y la recirculación de los gases de escape a través de una cámara de baja inercia térmica creada como una doble pared del propio colector, tal como se muestra en la figura 2.12. La toma de EGR se encuentra tras el/los DPF/s, de modo que es un gas libre de partículas y al fluir por la camisa del colector de escape actúa como aislante térmico.

Payri *et al.* han propuesto en una patente posterior [138] soluciones para mitigar los principales inconvenientes asociados a la configuración pre-turbo del filtro de partículas. Dichos autores proponen un colector de escape multifuncional que integra pre-catalizadores de oxidación tubulares y de substrato metálico, encastrados en las pipas de escape, tal y como se muestra en la figura 2.13. A continuación de éstos, se dispone el filtro de partículas, y tras éste, el catalizador de oxidación metálico, haciendo de filtro ante posibles desprendimientos de fragmentos cerámicos procedentes del DPF. Además, el filtro de partículas situado aguas arriba del catalizador distribuye el flujo de forma homogénea, aprovechando de esta forma toda la sección frontal del catalizador de oxidación. A través de una serie de orificios en el tubo de salida del colector, los gases de EGR entran en una cámara delimitada por las paredes internas

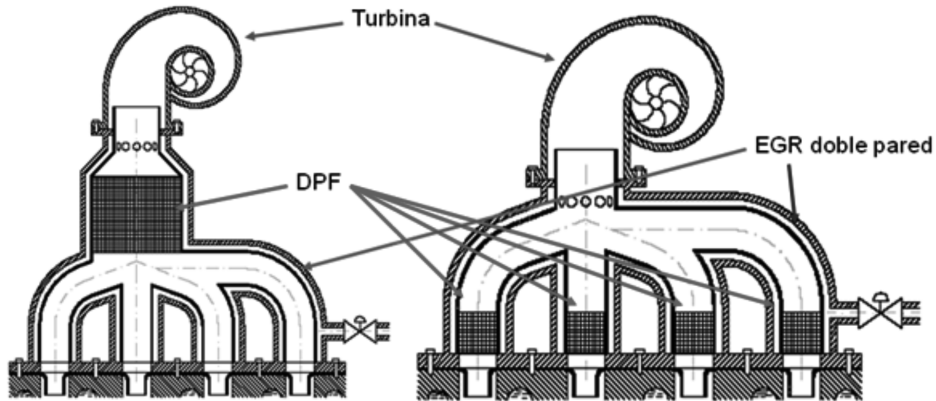


Figura 2.12. Esquema de un colector multifuncional con el DPF integrado en el colector de escape. Idea propuesta por la patente PCT/ES2010/000050.

del colector y una carcasa que lo envuelve, formando así un aislamiento térmico del sistema. Tras recorrer todo el colector, los gases de EGR abandonan el colector de escape a través de dos conductos posicionados junto a la brida de unión colector-culata del motor.

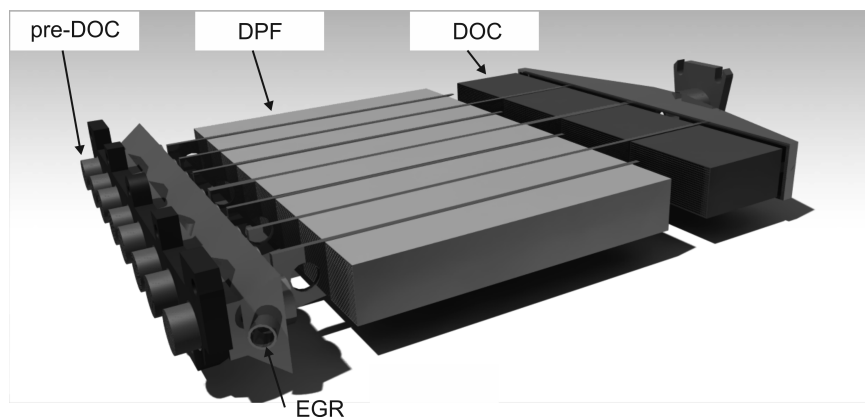


Figura 2.13. Esquema de un colector multifuncional con el DPF y DOC integrado en el colector de escape. Idea propuesta por la patente PCT/ES2012/070589.

Una serie de almas metálicas que se extienden a lo largo del colector separan la descarga de los cilindros que encienden de manera consecutiva. De esta manera, se evitará la interferencia entre procesos de escape de cilindros

consecutivos en orden de encendido, haciendo innecesario el uso de turbinas de tipo twin (entrada dividida).

Esta propuesta incluye un sistema, basado en el control del motor, para solucionar el problema de respuesta transitoria del motor en condiciones de baja temperatura. Con una modificación del control de la dosificación del combustible en función del aire admitido por el motor, se permite alcanzar relaciones estequiométricas, o hasta un 20 % superior si fuera necesario, durante los transitorios de carga y de régimen que suponen demandas bruscas de par del motor Diesel turbosobrealimentado.

2.7. Resumen

El presente capítulo se ha dedicado a la exposición del estado del arte del catalizador de oxidación diésel y en mayor profundidad a la del filtro de partículas diésel, haciendo especial énfasis en las interacciones con el motor de este último y el desarrollo de colectores de escape con ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

Se han descrito los principales parámetros de la estructura de los filtros de partículas diésel de flujo de pared, debido a su mayor implantación en el mercado. Asimismo, se han analizado las características principales de los procesos físico-químicos que tienen lugar en él, a saber, la pérdida de presión, el filtrado y la regeneración.

Como elemento que restringe el paso del flujo, la presencia del filtro de partículas supone un incremento de la contrapresión en la línea de escape, tanto mayor como sea la masa de hollín acumulada en el filtro que se traduce en un incremento del consumo del motor para ofrecer las mismas prestaciones. Por esta razón, se ha hecho un seguimiento de los trabajos centrados en este aspecto, que por ser muy dependiente de las condiciones de operación del motor, resulta difícil de cuantificar. Además, la necesidad de regenerar periódicamente el filtro de partículas supone un incremento adicional del consumo de combustible. La correcta predicción de este consumo extra durante las regeneraciones activas es la base de estudio para poder desarrollar adecuadamente el balance de las estrategias de regeneración activas con las pasivas, que poseen un coste adicional (catalizador o aditivos).

Finalmente, el último apartado ha estado dedicado a una revisión bibliográfica de los principales estudios realizados sobre configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Aunque las primeras ubicaciones del filtro de partículas fueron pre-turbo, la problemática de los desprendimientos

cerámicos debidos al uso de la cordierita, al no estar introducido el uso del carburo de silicio, sobre la turbina causó el abandono prematuro de este concepto. Sin embargo, en los últimos años ha vuelto a resurgir de una manera amplia el interés por la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, buscando reducir el tiempo de activación del catalizador de oxidación, potenciar la regeneración pasiva del DPF y reducir los costes, tanto en el combustible como en la fabricación por la posibilidad de reducción de volumen. La exploración del filtro de partículas en configuración pre-turbo ha estado relegado a estudios de modelado, obteniéndose resultados prometedores por la importante reducción de la contrapresión del motor y minimizar la necesidad de regeneración activa.

Bibliografía

- [1] Eastwood P. *Critical topics in exhaust gas aftertreatment*. Research Studies Press Ltd, 2000.
- [2] Schindler K.P. “Why do we need the Diesel?”. *SAE Technical Paper 972684*, 1997.
- [3] “Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 on the Aproximation of the Laws of Member States Relating to Measures to Be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles”. *Official Journal of the European Union*, 30/08/1991, pp. 1–106, 1991.
- [4] “Council Directive 98/69/EEC of 13 October 1998 on the Aproximation of the Laws of Member States Relating to Measures to Be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles”. *Official Journal of the European Union*, 28/12/1998, pp. 1–65, 1998.
- [5] “Regulation 75/2007 of the European Parliament and of the council of 20 June 2007 on Type Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on Access to Vehicle Repair and Maintenance Information”. *Official Journal of the European Union*, 29/06/2007, pp. L171/1–16, 2007.
- [6] Heck R.M. y Farauto R.J. *Catalytic air pollution control*. John Wiley & Sons, 1995.
- [7] “Council Directive 70/220/EEC of March 20,1970 on the Approximation of the Laws of the Member States relating to Measures to be taken against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles”. *Official Journal of the European Communities*, 20/12/1970, 1970.
- [8] Russell A. y Epling W.S. “Diesel oxidation catalysts, catalysis reviews”. *Science and Engineering*, Vol. 53(4), pp. 337–423, 2011.
- [9] Twigg M. “Roles of catalytic oxidation in control of vehicle exhaust emissions”. *Catalysis Today*, Vol. 117(4), pp. 407418, 2006.
- [10] Hass F. y Fuess H. “Structural characterization of automotive catalysts”. *Advanced Engineering Materials*, Vol. 7(10), pp. 899913, 2005.
- [11] Allansson R., Blakeman P.G., Cooper B.J., Hess H., Silcock P.J. y Walker A.P. “Optimising the low temperature performance and regeneration efficiency of the continuously

- regenerating diesel particulate filter (CR-DPF) system". *SAE Technical Paper 2002-01-0428*, 2002.
- [12] Heck R.M. y Farrauto R.J. *Catalytic air pollution control*. John Wiley & Sons, 2009.
- [13] Johnson T. "Personal communication on LDV emission control technologies and cost study". 2011. Washington DC.
- [14] Koltsakis G.C. y Stamatelos A. M. "Catalytic automotive exhaust aftertreatment". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 23(1) n° 1, pp. 1–39, 1997.
- [15] Murtagh M.J. "Diesel particulate filters (DPF): A short course". *Diesel particulate and NOx emissions course*, Ann Arbor, MI, 2002. University of Leeds.
- [16] Kiyota Y., Tsuji K., Kume S. y Nakayama O. "Development of diesel particulate trap oxidizer system". *SAE Technical Paper 860294*, 1986.
- [17] Tutko J.J., Lestz S.S., Brockmeyer J.W. y Dore J.E. "Feasibility of ceramic foam of diesel particulate trap". *SAE Technical Paper 840073*, 1984.
- [18] Okawara S., Tsuji S., Inoue M., Itatsu T., Nohara T. y Komatzu K. "Soot trapping and continuously oxidizing behaviour by flow-through metallic PM filter". *2005 JSAE Annual Congress*, pp. 233–247, 2005. in Italian.
- [19] Jacobs T., Chatterjee S., Conway R., Walker A., Kramer J. y Mueller-Hass K. "Development of partial filter technology for HDD retrofit". *SAE Technical Paper 2006-01-0213*, 2006.
- [20] Kramer J., Pfahl U., Bruestle C., Diewald R. y Hunter G. "The PM-metalit: a PM control technology for Tier 4 off-highway applications". *SAE Technical Paper 2009-01-2838*, 2009.
- [21] Fang C.P. y Kittelson D.B. "The influence of a fibrous diesel particulate trap on the size distribution of emitted particles". *SAE Technical Paper 840362*, 1984.
- [22] MacMahon M.A., Faist C.H., Virk K.S. y Tierney W.T. "Alumina coated metal wool as a particulate filter for Diesel powered vehicles". *SAE Technical Paper 820183*, 1982.
- [23] "PM Metalit". Emitec GmbH, www.emitec.com, 2013.
- [24] Konstandopoulos A.G. y Papaioannou E. "Update on the science and technology of diesel particulate filters". *KONA Powder and Particle Journal*, Vol. 26, 2008.
- [25] Piqueras P. *Contribución al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas diesel de flujo de pared*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2010.
- [26] Outland R.J. "Ceramic filters for diesel exhaust particulates". US Patent 4,276,071 (General Motors), 1981.
- [27] Howitt J. y Montierth M. "Cellular ceramic diesel particulate filter". *SAE Technical Paper 81104*, 1981.
- [28] Miller P.R., Scholl J., Bagley S., Leddy D. y Johnson J.H. "The effects of a porous ceramic particulate trap on the physical, chemical and biological character of diesel particulate emissions". *SAE Technical Paper 830457*, 1983.
- [29] Gulati S.T. y Merry R.P. "Design considerations for mounting material for ceramic wall-flow diesel filters". *SAE Technical Paper 830457*, 1983.
- [30] Bisset E.J. "Mathematical model of the thermal regeneration of a wall-flow monolith diesel particulate filter". *Chemical Engineering Science*, Vol. 39 n° 7-8, pp. 1233–1244, 1984.

- [31] Khair M.G. "A review of diesel particulate filter technologies". *SAE Technical Paper 2003-01-2303*, 2003.
- [32] Salvat O., Marez P. y Belot G. "Passenger car serial application of a particulate filter system on a common rail Direct Injection Diesel Engine". *SAE Technical Paper 2000-01-0473*, 2000.
- [33] Frost y Sullivan. "European market for next generation diesel engine technologies". *B389-18*, 2004.
- [34] Higuchi N., Mochida S. y Kojima M. "Optimized regeneration conditions of ceramic honeycomb diesel particulate filters". *SAE Technical Paper 830078*, 1983.
- [35] Itoh A., Shimato K., Komori T., Okazoe H., Yamada T., Niimura K. y Watanabe Y. "Study of SiC application to diesel particulate filter (Part 1): Material development". *SAE Technical Paper 930360*, 1993.
- [36] Okazoe H., Yamada T., Niimura K., Watanabe Y., Itoh A., Shimato K. y Komori T. "Study of SiC application to diesel particulate filter (Part 2): Engine test results". *SAE Technical Paper 930361*, 1993.
- [37] Sorenson S.C., Hoy J.W. y Stobbe P. "Flow characteristics of SiC diesel particulate filter material". *SAE Technical Paper 940236*, 1994.
- [38] Barataud C., Bardon S., Bouteiller B., Gleize V., Charlet A. y Higelin P. "Diesel particulate filter optimization". *SAE Technical Paper 2003-01-0376*, 2003.
- [39] Miyakawa N., Sato H., Maeno H. y Takahashi H. "Characteristics of reaction-bonded porous silicon nitride honeycomb for DPF substrate". *JSAE Review*, Vol. 24, pp. 269–276, 2003.
- [40] Cheng G.L., Mao F., Swartzmiller S.B., Walli S.A. y Ziebarth R.R. "Properties and performance of diesel particulate filters of an advanced ceramic material". *SAE Technical Paper 2004-01-0955*, 2004.
- [41] Ogunwumi S.B., Tepesch P.D., Chapman T., Warren C.J., Melscoet-Chauvel I.M. y Tennent D.L. "Aluminium titanate compositions for diesel particulate filters". *SAE Technical Paper 2005-01-0583*, 2005.
- [42] M. Pfeifer, Votsmeier M., Kögel M., Spurr P.C., Lox E.S. y Knoth J.F. "The second generation of catalyzed diesel particulate filter systems for passenger cars - Particulate filters with integrated oxidation catalyst function -". *SAE Technical Paper 2005-01-1756*, 2005.
- [43] Dorenkamp, R. Volkswagen A.G. "Massnahmen zur emissionserfüllung bei Diesel-Pkw". *FAD Dresden*, 2003.
- [44] Nakatani K., Hirota S., Takeshima S., Itoh K., Tanaka T. y Dohmae K. "Simultaneous PM and NOx reduction system for diesel engines". *SAE Technical Paper 2002-01-0957*, 2002.
- [45] Tan J., Solbring C. y Schmiege S.J. "The development of advanced 2-Way SCR/DPF systems to meet future Heavy-Duty Diesel emissions". *SAE Technical Paper 2011-01-1140*, 2011.
- [46] Schrade F., Brammer M., Schaeffner J., Langeheineke K. y Kraemer L. "Physico-chemical modeling of an integrated SCR on DPF (SCR/DPF) system". *SAE International Journal of Engines*, Vol. 5 n° 3, pp. 958–974, 2012.
- [47] Koltsakis G., Bollerhoff T., Samaras Z. y Markomanolakis I. "Modeling the interactions of soot and SCR reactions in advanced DPF technologies with non-homogeneous wall structure". *SAE Technical Paper 2012-01-1298*, 2012.

- [48] Laroo C., Schenk C., Sanchez J., McDonald J. y Smith P. "Emissions of PCDD/Fs, PCBs, and PAHs from a modern diesel engine equipped with selective catalytic reduction filters". *SAE International Journal of Engines*, Vol. 6(2), pp. 1311–1339, 2013.
- [49] Bardasz E., Mackney D., Britton N., Kleinschenk G., Olofsson K., Murray I. y Walker A.P. "Investigations of the interactions between lubricant-derived species and after-treatment systems on a state-of-the-art Heavy Duty Diesel Engine". *SAE Technical Paper 2003-01-1963*, 2003.
- [50] Pattas K., Samaras Z., Sherwood D., Umehara K., Cantiani C., Aquerre Chariol O., Barthe P. y Lemaire J. "Cordierite filter durability with cerium fuel additive: 100.000 km of revenue service in Athens". *SAE Technical Paper 920363*, 1992.
- [51] Sutton M., Britton N., Otterholm B., P. Tengstron, Frennfelt C., Walker A. y Murray I. "Investigations into lubricant blocking of diesel particulate filters". *SAE Technical Paper 2004-01-3013*, 2004.
- [52] Posada F., Bandivadekar A. y German J. "Estimated cost of emission control technologies for Light-Duty vehicles. Part 2 - Diesel". *SAE Technical Paper 2013-01-0539*, 2013.
- [53] Ogyu K., Ohno K., Hong S. y Komori T. "Ash storage capacity enhancement of diesel particulate filter". *SAE Technical Paper 2004-01-0949*, 2004.
- [54] Tang W., Wahiduzzaman S., Wenzel S. y Wang W. "Modeling aspects of asymmetric channel configuration DPFs". *SAE Technical Paper 2009-01-1272*, 2009.
- [55] Konstandopoulos A.G. y Kladopoulo E. "The optimum cell density for wall-flow monolithic filters: Effects of filter permeability, soot cake structure and ash loading". *SAE Technical Paper 2004-01-1133*, 2004.
- [56] Scheidegger A.E. *The physics of flow through porous media*. University Toronto Press, third edition, 1974.
- [57] Ogyu K., Kudo A., Oshimi Y., Sato H. y Ohno K. "Characterization of thin wall SiC-DPF". *SAE Technical Paper 2003-01-0377*, 2003.
- [58] Yuuki K., Ito T., Sakamoto H., Matsubara R., Hashimoto S. y Hamanaka T. "The effect of SiC properties on the performance of catalyzed Diesel particulate filter (DPF)". *SAE Technical Paper 2003-01-0383*, 2003.
- [59] Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Vlachos N. y Kladopoulo E. "Progress in diesel particulate filter simulation". *SAE Technical Paper 2005-01-0946*, 2005.
- [60] Mizuno Y., Miyairi Y., Katsube F., Ohara E., Takahashi A., Makino M., Mizutani T., Yuki K. y Kurachi H. "Study on wall pore structure for next generation diesel particulate filter". *SAE Technical Paper 2008-01-0618*, 2008.
- [61] Furuta Y., Mizutani T., Miyairi Y., Yuki K. y kurachi H. "Study on next generation diesel particulate filter". *SAE Technical Paper 2009-01-0292*, 2009.
- [62] Bollerhoff T., Markomanolakis I. y Koltsakis G. "Filtration and regeneration modeling for particulate filters with inhomogeneous wall structure". *Catalysis Today*, Vol. 188, pp. 24–31, 2012.
- [63] Payri F., Broatch A., Serrano J. R. y Piqueras P. "Experimental-theoretical methodology for determination of inertial pressure drop distribution and pore structure properties in wall-flow diesel particulate filters (DPFs)". *Energy*, Vol. 36, pp. 6731–6744, 2011.

- [64] Dullien F.A.L. *Porous Media. Fluid transport and pore structure*. Academic Press, New York, 1992.
- [65] Friedlander S.K. *Smoke, dust, and haze: Fundamentals of aerosol behavior*. John Wiley & Sons, 1977.
- [66] Rumpf H. y Gupte A.R. “Einfüsse und Korngrößenverteilung in Widerstandsdesetz der Porenströmung”. *Chemie Ingenieur Technik*, Vol. 43, pp. 367–375, 1971.
- [67] Carman P.C. “Fluid flow through a granular bed”. *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 15, pp. 150–156, 1937.
- [68] Blake F.C. “The resistance of packing to fluid flow”. *Trans. American Institute of Chemical Engineering*, Vol. 14, pp. 415–421, 1922.
- [69] Kozeny J. “Über kapillare Leitung des Wassers in Boden”. *Sitzungsberichte der Akademie der Wissenschaften in Wien*, Vol. 271-306, pp. 136, 1927.
- [70] Happel J. “Viscous flow in multiparticle systems: Slow motion of fluids relative to beds of spherical particles”. *American Institute of Chemical Engineers Journal*, Vol. 4, pp. 197–201, 1958.
- [71] Kuwabara S. “The forces experienced by randomly distributed parallel circular cylinders or spheres in a viscous fluid at small Reynolds numbers”. *Journal of the Physical Society of Japan*, Vol. 14, pp. 527–532, 1959.
- [72] Konstandopoulos A.G. y Johnson J.H. “Wall-flow diesel particulate filters - Their pressure drop and collection efficiency”. *SAE Technical Paper 890405*, 1989.
- [73] Konstandopoulos A.G., Skaperdas E. y Masoudi M. “Inertial contributions to the pressure drop of diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper 2001-01-0909*, 2001.
- [74] Konstandopoulos A.G., Vlachos N., Stavropoulos I. y Skopa S. “Study of a sintered metal Diesel particulate trap”. *SAE Technical Paper 2005-01-0968*, 2005.
- [75] Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Skaperdas E., Papaioannou E., Zarvalis D. y Kladopoulou E. “Fundamental studies of diesel particulate filters: transient loading, regeneration and aging”. *SAE Technical Paper 2000-01-1016*, 2000.
- [76] Konstandopoulos A.G., Skaperdas E. y Masoudi M. “Microstructural properties of soot deposits in diesel particulate traps”. *SAE Technical Paper 2002-01-1015*, 2002.
- [77] Masoudi M. “Hydrodynamics of diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper 2002-01-1016*, 2002.
- [78] Mohammed H., Triana A.P., Yang S.L. y Johnson J.H. “An advanced 1D 2-layer catalized diesel particulate filter model to simulate: filtration by the wall and particulate cake, oxidation in the wall and particulate cake by NO₂ and O₂ and regeneration by heat addition”. *SAE Technical Paper 2006-01-0467*, 2006.
- [79] Ohara E., Mizuno Y., Miyairi T., Mizutani T., Yuuki K., Noguchi Y., Hiramatsu T., Makino M., Takahashi A. y Sakai H. “Filtration behaviour of diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper 2007-01-0921*, 2007.
- [80] Perry R.H. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. McGraw-Hill, New York, 6th edition, 1984.
- [81] Otani Y., Kanaoka C. y Hitoshi E. “Experimental study of aerosol filtration by the granular bed over a wide range of Reynolds number”. *Aerosol Science and Technology*, Vol. 10, pp. 463–474, 1989.

- [82] Chi T. *Granular Filtration of Aerosols and Hydrosols*. Butterworths Series in Chemical Engineering, 1989.
- [83] Tandon P., Heibel A., Whitmore J., N. Kekre y Chithapragada K. “Measurement and prediction of filtration efficiency evolution of soot loaded diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science*, Vol. 65, pp. 4751-4760, 2010.
- [84] Murtagh M.J., Sherwood D.L. y Socha L.S. “Development of a diesel particulate filter composition and its effect on thermal durability and filtration performance”. *SAE Technical Paper 940235*, 1994.
- [85] Bensaid S., Marchisio D.L., Russo N. y Fino D. “Experimental investigation of soot deposition in diesel particulate filters”. *Catalysis Today*, Vol. 147, pp. 295–300, 2009.
- [86] Fino D., Russo N., Millo F., Vezza D., Ferrero F. y Chianale A. “New tool for experimental analysis of diesel particulate filter loading”. *Top Catalysis*, Vol. 52, pp. 13–20, 2009.
- [87] Yapaulo R.A., Wirojsakunchai E., Orita T., Foster D.E., Akard M., Walker L.R. y Lance M.J. “Impact of filtration velocities and particulate matter characteristics on diesel particulate filter wall loading”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 10 n° 5, pp. 287–304, 2009.
- [88] Liati A. y Eggenschwiler P.D. “Characterization of particulate matter deposited in diesel particulate filters: Visual and analytical approach in macro-, micro- and nano-scales”. *Combustion and Flame*, Vol. 157(9), pp. 1658–1670, 2010.
- [89] Yamamoto K., Satake S., Yamashita H., Takada N. y Misawa M. “Lattice Boltzmann simulation on porous structure and soot accumulation”. *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 72, pp. 257–263, 2006.
- [90] Yamamoto K., Oohori A., Yamashita H. y Daido S. “Simulation on soot deposition and combustion in diesel particulate filter”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32, pp. 1965–1972, 2009.
- [91] Stewart M.L., Gallant T.R., Kim D.H., Maupin G.D. y Zelenyuk A. “Fuel efficient diesel particulate filter (DPF) modeling and development”. *Pacific Northwest National Laboratory, PNNL-19476*, 2010.
- [92] Lapuerta M., Ballesteros R. y Martos F.J. “A method to determine the fractal dimension of diesel agglomerates”. *Journal of Colloid and Interface Science*, Vol. 303, pp. 149–158, 2006.
- [93] Neer A. y Koylo U. “Effect of operating conditions on the size, morphology, and concentration of submicrometer particulates emitted from a Diesel engine”. *Combustion and Flame*, Vol. 146, pp. 142–154, 2006.
- [94] Zhu J., Lee K.O., Yozgatligil A. y Choi M.Y. “Effects of engine operating conditions on morphology, microstructure, and fractal geometry of light-duty diesel engine particulates”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 30, pp. 2781–2789, 2005.
- [95] Lapuerta M., Oliva F. y Martínez-Martínez S. “Modeling of the soot accumulation in DPF under typical vehicle operating conditions”. *SAE Technical Paper 2010-01-2097*, 2010.
- [96] Rockne K.J., Taghon G.L. y Kosson D.S. “Pore structure of soot deposits from several combustion sources”. *Chemosphere*, Vol. 41, pp. 1125–1135, 2000.
- [97] Opris C.N. y Johnson J.H. “A 2-D computational model describing the flow and filtration characteristics of a ceramic Diesel particulate trap”. *SAE Technical Paper 980545*, 1998.

- [98] Fino D. y Specchia V. "Open issues in oxidative catalysis for diesel particulate abatement". *Powder Technology*, Vol. 180, pp. 64–73, 2008.
- [99] Richards P., Terry B., Vincent M. y Cook S. "Assessment of the performance of diesel particulate filter systems with fuel additives for enhanced regeneration characteristics". *SAE Technical Paper 1999-01-0112*, 1999.
- [100] Cooper B.J., Jung H.J. y Thoss J.E. "Treatment of diesel exhaust gases". Patent Application, US 4902487, 1990.
- [101] Neeft J.P.A., Makee M. y Moulijn J.A. "Diesel particulate emission control". *Fuel Processing Technology*, Vol. 47 n° 1, pp. 1–69, 1996.
- [102] Majewski A. "Catalyzed Diesel Filters". Technology Guide, 2002.
- [103] Van Doorn J., Varloud J., Mériaudeau P. y Perrichon V. "Effect of support material on the catalytic combustion of diesel soot particulates". *Applied Catalysis B: Environmental*, Vol. 1 n° 2, pp. 117–127, 1992.
- [104] Gardner T., Yetkin A., Shotwell R., Kotrba A., Henry G., Zaki M. y Joseph H. "Evaluation of a DPF regeneration system and DOC performance using secondary fuel injection". *SAE Technical Paper 2009-01-2884*, 2009.
- [105] Rao V.D., White J.E., Wade W.R., Aimone M.G. y Citanek H.A. "Advanced techniques for thermal and catalytic diesel particulate trap regeneration". *SAE Technical Paper 850014*, 1985.
- [106] Majewski A.W. "Electrical Regeneration". Technology Guide, www.dieselnet.com, 2002.
- [107] Pattas K. y Stamatelos A. "The effect of exhaust throttling on the Diesel Engine operation characteristics and thermal loading". *SAE Technical Paper 890399*, 1989.
- [108] Stamatelos A. M. "A review of the effect of particulate traps on the efficiency of vehicle Diesel engines". *Energy Conversion and Management*, Vol. 38 n° 1, pp. 83–99, 1997.
- [109] Mikulic I., Zhan R. y Eakle S. "Dependence of fuel consumption on engine backpressure generated by a DPF". *SAE Technical Paper 2010-01-0535*, 2010.
- [110] "Emission test cycles". www.dieselnet.com, 2012.
- [111] Tournalias P. y Koltsakis G. "Model-based comparative study of Euro 6 diesel after-treatment concepts, focusing on fuel consumption". *International Journal of Engine Research*, Vol. 12 n° 3, pp. 238–251, 2011.
- [112] Johnson T.V. "Diesel emission control in review - The last 12 months". *SAE Technical Paper 2003-01-0039*, 2003.
- [113] Noguchi S., Sogawa Y., Kawaguchi H. y Kono N. "A quantitative study of fuel efficiency of Diesel vehicles with diesel particulate filter in repeated test cycles". *SAE Technical Paper 2012-09-10*, 2012.
- [114] Schuster H.D. "Verminderung der partikelemission amb PKW-Motor". *VDI-Bericht*, Vol. 559, 1985.
- [115] Berchtold M. "The complex diesel supercharger". *SAE Technical Paper 590001*, 1959.
- [116] Hiereth H. "Daimler-Benz AG car test with a free-running pressure-wave charger - A study for an advanced supercharging system". *SAE Technical Paper 890453*, 1989.
- [117] Jenny E., Hansel J. y Mayer A. "The transient behaviour of supercharged passenger car diesel engines fitted with particulate traps". *SAE Technical Paper 890453*, 1989.

- [118] Mayer A., Buck A. y Bressler H. "The knitted particulate trap: Field experience and development progress". *SAE Technical Paper 930362*, 1993.
- [119] Mayer K.P. y Nowotny B. "Ein Berechnungsverfahren für Abgasschall-dämpfer von Viertaktmotoren". *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 10 n° 42, pp. 391-396, 1981.
- [120] Mayer A., Schmidt R.M., Sudmanns H., Mattes P. y Buck A. "Pre-turbo application of the knitted fiber diesel particulate trap". *SAE Technical Paper 940459*, 1994.
- [121] Harlow D. *Opening session, 13th DEER conference in Detroit*, 2007.
- [122] Reizig M., Brück R., Konieczny R. y Treiber P. "New approaches to catalyst substrate application for Diesel engines". *SAE Technical Paper 2001-01-0189*, 2001.
- [123] Carberry B., Grasi G., Guerin S., Jayat F. y Konieczny R. "Pre-turbocharger catalyst - Fast catalyst light-off evaluation". *SAE Technical Paper 2005-01-2142*, 2005.
- [124] Saroglia G., Basso G., presti M., Reizig M. y Stock H. "Application of new diesel aftertreatment strategies on a production 1.9L common-rail turbocharged engine". *SAE Technical Paper 2002-01-1313*, 2002.
- [125] Joergl V., Keller P., Weber O., Mueller-Hass K. y Konieczny R. "Influence of pre turbo catalyst design on diesel engine performance, emissions and fuel economy". *SAE Technical Paper 2008-01-0071*, 2008.
- [126] Konieczny R., Müller W., Cherington B., Presti M., Jayat F., Davies M.J. y Murphy P.R. "Pre-turbocharger-Catalyst - Catalytic performances on an Euro V type diesel engine and robust design development". *SAE Technical Paper 2008-01-0768*, 2008.
- [127] Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D. "Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach". *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.
- [128] Brüstle C., Downey M., Subramaniam M., Birckett A. y Tomazic D. "Aftertreatment in a pre-turbo position: size and fuel consumption advantage for Tier 4 large-bore Diesel engines". *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, 2011.
- [129] Osborne D.T., Fritz S.G. e Iden M. "Exhaust emissions from a 2,850 kW EMD SD60M locomotive equipped with a diesel oxidation catalyst". *Joint Rail Conference and Internal Combustion Engine, Spring Technical Conference, Pueblo (Colorado)*, 2007.
- [130] Blanchet S., Richmond R. y Vaneman G. "Implementation of the effectiveness-NTU methodology for catalytic converter design". *SAE Technical Paper 980673*, 1998.
- [131] Winsor R.E. y Baumgard K.J. "Internal combustion engine with a dual particulate traps ahead of turbocharger". Patent Application US/2009 0151328 (A1), 2009.
- [132] Watanabe Y., Araki Y., Kobashi K. y Henda Y. "An exhaust gas purification device for a compression-ignition combustion engines". Patent Application EP 0823545 (B1), 2002.
- [133] ElringKlinger A.G. "Seal for combustion engine has catalysis element or particulate filter element connected to the seal with sealing plate whereby sealing plate has exhaust gas passage through which exhaust gas of combustion engine flows". Patent Application DE 202006004489 (U1), 2006.
- [134] Toshihisa S., Hiromichi Y., Yoshimitsu H., Yoshio Y. y Zenichiro K. "Exhaust emission control device". Patent Application JP2002364335 (A), 2005.

-
- [135] Sludder C.S., Storey J.M.E., Lewis S.A., Styles D., Giulano J.M. y Hoard J.W. “Hydrocarbons and particulate matter in EGR cooler deposits: Effects of gas flow rate, coolant temperature and oxidation catalyst”. *SAE Technical Paper 2008-01-2467*, 2008.
- [136] Takashi M., Hideo N., Toshio I., Kazuya O. y Seiji I. “Exhaust gas recirculating system”. Patent Application JP2005232996 (A), 2005.
- [137] Desantes J.M., Galindo J., Payri F. y Serrano J.R. “Colector de escape de un motor alternativo turbo sobrealimentado”. Patent Application PCT/ES2010/000050, 2009.
- [138] Desantes J.M., Payri F., Piqueras P. y Serrano J.R. “Sistema para integrar el post-tratamiento de los gases de combustión en el colector de escape de los MCI Diesel turbo-sobrealimentados”. Patent Application PCT/ES2012/070589, 2012.

Capítulo 3

Modelado de la transmisión de calor en DPFs

Contenido

3.1. Introducción	57
3.2. Modelo de filtro de partículas diésel de flujo de pared	58
3.3. Submodelo de transmisión de calor para DPF	62
3.3.1. Parámetros del submodelo de transmisión de calor	74
3.4. Validación experimental	80
3.4.1. Descripción de la instalación experimental	81
3.4.2. Metodología y plan de ensayos	84
3.4.3. Análisis de los resultados	85
3.5. Resumen	93
Bibliografía	95

3.1. Introducción

De acuerdo con la metodología de trabajo planteada en el Capítulo 1, los siguientes apartados se centrarán en los trabajos de modelado de la transmisión de calor en filtros de partículas diésel de flujo de pared. Si se desea evaluar con rigurosidad la configuración pre-turbo del DPF mediante técnicas de modelado, se hace necesario disponer de un submodelo de transmisión de calor lo suficientemente robusto y fiable como para evaluar correctamente la

energía disponible en la turbina [1–3]. Asimismo, una óptima estimación de la distribución de la temperatura de pared en el monolito y la carcasa exterior permite realizar estudios de regeneración [4, 5] y de aislamiento del filtro de partículas [2], necesarios en la investigación de un elemento que a día de hoy es un estándar en las líneas de escape de los motores Diesel. Por lo tanto, la estructura del presente capítulo quedará de la siguiente manera:

- Descripción del modelo de filtros de partículas diésel de flujo de pared [6, 7], presente en el software de cálculo termofluido-dinámico OpenWAM [8]. El objetivo de este punto es introducir el modelo fluidodinámico de DPF que se encuentra acoplado al modelo de transmisión de calor propuesto y que se ha utilizado durante toda la fase de modelado de la presente tesis.
- Definición del modelo de transmisión de calor. A modo de complemento, se describirán con detalle las bases del modelo de transmisión de calor para filtros de partículas diésel de flujo de pared propuesto por Piqueras [6]. Se trata de un modelo que tiene en cuenta el intercambio de calor en los canales de entrada y salida del monolito así como los fenómenos de transmisión de calor al ambiente exterior. Sobre este modelo se han realizado aportaciones relacionadas con el modelado de procesos de convección en los canales y la determinación de la conductividad radial en monolitos con acumulación de partículas.
- Validación experimental del modelo de transmisión de calor en banco de flujo pulsante caliente. Este trabajo comprende una validación experimental más extensa, detallada y robusta que la desarrollada por Piqueras [6]. Se propone un plan de ensayos que sirva de base para evaluar la capacidad del modelo de reproducir la distribución radial y axial de temperatura de pared en el interior del monolito para diferentes condiciones de operación: flujo continuo y pulsante; operación estacionaria y transitoria; y diferentes niveles de acumulación de hollín.

3.2. Modelo de filtro de partículas diésel de flujo de pared

El modelo de DPF [6, 7] aplicado en el presente trabajo está desarrollado con el objetivo de reproducir con precisión la respuesta fluidodinámica del DPF incluso ante condiciones de operación con flujo compresible y no estacionario [6, 7], presente en los motores de combustión interna alternativos. El modelo

de DPF, que está integrado en el modelo de acción de ondas OpenWAM [8, 9], está concebido para permitir la integración de otros submodelos que completen la descripción del resto de procesos que tienen lugar en el filtro de partículas, como son la transmisión de calor, el filtrado y predicción de las propiedades microestructurales del sustrato poroso y la regeneración.

La figura 3.1 muestra el esquema del filtro de partículas en la interfaz de OpenWAM, en el cual están presentes todos los elementos del filtro de partículas: los volúmenes de entrada y salida, y el monolito. El modelo cuenta con cuatro condiciones de contorno de unión entre elementos 0D y 1D¹. Dichas condiciones de contorno, cuya resolución por medio del método de las características puede ser consultado en [10, 11], simulan la pérdida de presión que se produce en la entrada y salida de los volúmenes por medio de la definición de los coeficientes de descarga.

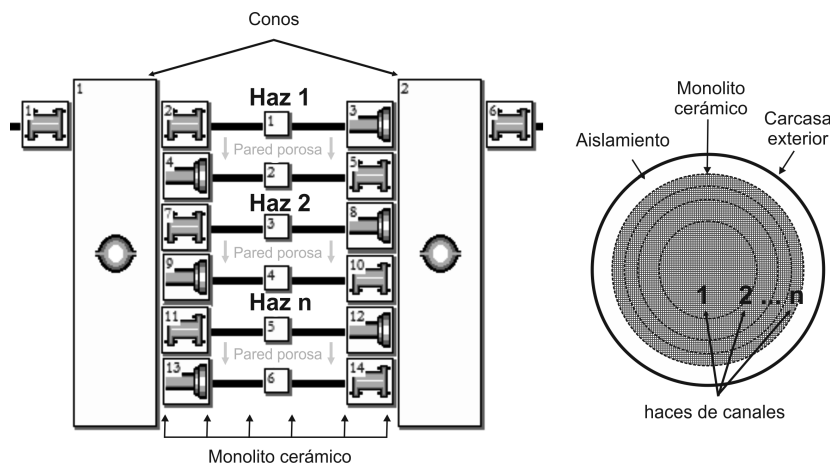


Figura 3.1. Representación esquemática en la interfaz de OpenWAM del modelo de filtros de partículas diésel de flujo de pared con discretización radial.

A continuación se describen dichas condiciones de contorno, que están numeradas en la figura 3.1:

La *condición de contorno 1* considera la pérdida de presión debida a la expansión del gas en el cono de entrada al monolito.

¹En la figura 3.1 los conductos son las líneas negras numeradas con un cuadro; los depósitos son los rectángulos con un círculo abierto dibujado en el centro, identificados en la esquina superior izquierda; las condiciones de contorno están representadas por los cuadrados pequeños, cuyo dibujo representa su tipo y su numeración se encuentra localizada en la esquina superior izquierda. En esta figura aparecen condiciones de contorno de unión entre elementos 0D y 1D (coeficientes de descarga) y extremos cerrados al final de los canales.

La condición de contorno 2 representa la pérdida de presión que tiene lugar debida al proceso de contracción del gas al introducirse en los canales de entrada del propio monolito.

La condición de contorno 5 contabiliza la pérdida de presión debida al proceso de expansión del gas al abandonar los canales de salida del monolito.

La condición de contorno 6 considera la pérdida de presión que tiene lugar en el proceso de contracción de flujo en el cono de salida.

En el caso del monolito, el modelo de DPF permite considerar la distribución axisimétrica del mismo, lo que supone considerar que el comportamiento termo-fluidodinámico de un canal es función de su localización radial, válido para geometrías axisimétricas cilíndricas. Esta representación permite considerar: (a) fenómenos de transmisión de calor, factor esencial durante fenómenos de regeneración o en transitorios térmicos; y (b) influencia de una distribución heterogénea del flujo variando radialmente el valor de los coeficientes de descarga, lo cual afecta a los procesos de filtrado y regeneración. En este caso, el monolito es discretizado en haces de canales concéntricos, tal como representa la figura 3.1. Se asume que todos los pares de canales entrada-salida pertenecientes al mismo haz de canales poseen el mismo comportamiento termo-fluidodinámico, por lo que sólo se resuelve un par de canales por haz.

Ecuaciones de conservación en los canales del monolito

El sistema de ecuaciones de conservación planteado en cada par de canales entrada y salida está basado en las principales hipótesis descritas por el modelo de Bisset [4], a las cuales se les han realizado una serie de mejoras con el fin de representar los procesos fluidodinámicos que tienen lugar en los canales del monolito.

1. Se incluye el término no-estacionario en el sistema de ecuaciones de conservación. Este término es normalmente despreciado en el modelado de DPF [4, 12–14], lo que conduce a la pérdida de información asociada al flujo pulsante. En una arquitectura en la que el DPF se encuentre ubicado aguas arriba de la turbina, es necesario incorporar el término no-estacionario de las ecuaciones de conservación para preservar la respuesta no estacionaria del elemento.
2. Se tiene en cuenta el espesor de la capa de partículas formada sobre la pared porosa, afectando al cálculo de la sección del canal de entrada.

3. Las ecuaciones de conservación de la energía en los canales de entrada y salida se definen en términos de condiciones de parada, a fin de tener en cuenta la energía cinética asociada al flujo pulsante. Esta consideración es de nuevo importante para modelar con mayor rigurosidad el flujo en el DPF cuando éste se ubica aguas arriba de la turbina.

Asumiendo que el flujo es uni-dimensional, compresible, no-estacionario y no-homentrópico, se resuelven los sistemas de ecuaciones de conservación para calcular las propiedades del flujo en cada pareja de canales entrada-salida que representa cada uno de los haces en que ha sido discretizado el monolito. La figura 3.2 muestra un esquema de la estructura de mallado espacial de los canales, facilitando así su comprensión. En las ecuaciones 3.1 a 3.3 se recogen las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía, respectivamente:

$$\frac{\partial (\rho_j F_j)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_j u_j F_j)}{\partial x} = (-1)^j 4 (\alpha - 2w_p j) \rho_j u_{w_j} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial (\rho_j u_j F_j)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_j u_j^2 F_j + p_j F_j)}{\partial x} - p_j \frac{dF_j}{dx} + F \mu_j u_j = 0 \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial (e_{0j} \rho_j F_j)}{\partial t} + \frac{\partial (h_{0j} \rho_j u_j F_j)}{\partial x} = q_j \rho_j F_j + (-1)^j 4 (\alpha - 2w_p j) h_{0w} \rho_j u_{w_j} = 0 \quad (3.3)$$

En los sistemas de ecuaciones previos, el subíndice j toma el valor 0 o 1 en función de que se considere el canal de salida o de entrada, respectivamente; ρ y u son la densidad y la velocidad de gas; F representa el area del canal; e_0 y h_0 son la energía interna y entalpía específica de parada respectivamente; q es el calor por unidad de tiempo y área transferido por convección entre el gas y la pared porosa; la velocidad de pared está representada por v_w , y w_p considera el espesor de la capa de partículas en el canal de entrada.

Debido a la necesidad de tener en cuenta los procesos de filtrado y regeneración en el modelo global, así como considerar el gas como no-perfecto, se hace imprescindible incluir un modelo de transporte de especies químicas en la dirección axial en los canales [15]. Además de lo comentado, el submodelo necesita tener en consideración el flujo másico de cada especie química que atraviesa la pared porosa, así como las conversiones entre ellas debido a la regeneración o a posibles reacciones catalíticas en la superficie porosa. La

ecuación 3.4 representa la ecuación de la conservación de las especies químicas en un par de canales entrada-salida

$$\frac{\partial (\rho_j F_j Y_{js})}{\partial t} + \frac{\partial (\rho_j u_j F_j Y_{js})}{\partial x} = (-1)^j 4(\alpha - 2w_p) \rho_j u_{w_j} Y_{js}, \quad (3.4)$$

indicando el subíndice s la especie química considerada, y obteniendo la fracción másica de cada especie a la salida de la pared porosa por medio de un modelo cuasi-estacionario en el interior de la pared porosa, controlado por la velocidad de reacción.

Asumiendo la baja influencia del efecto Forchheimer y la incertidumbre de su cálculo [6], la velocidad de filtrado en la superficie de entrada a la pared porosa puede calcularse a partir de la ley de Darcy, la cual cierra el sistema de ecuaciones de conservación en los canales de entrada y salida [6, 7]:

$$u_{w_1} = \frac{\Delta p}{\frac{\mu_1 w_w \rho_1 (\alpha - 2w_p)}{k_w} + \frac{\mu_1 (\alpha - 2w_p)}{2k_{cp}} \ln \left(\frac{\alpha}{\alpha - 2w_p} \right)} \quad (3.5)$$

Que junto con la ecuación de continuidad aplicada en el medio poroso, es posible obtener la velocidad de filtrado en la superficie de salida de la pared porosa [6, 7]:

$$u_{w_0} = \frac{u_{w_1} \rho_1 (\alpha - 2w_p)}{\rho_0 \alpha} \quad (3.6)$$

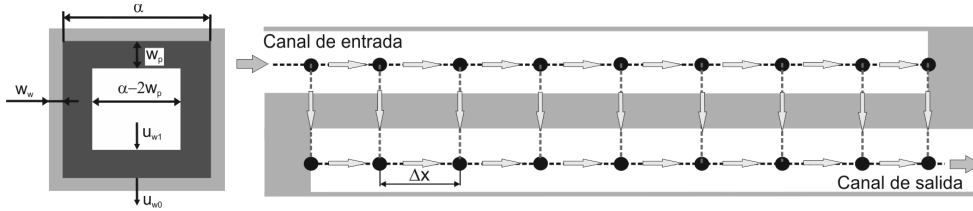


Figura 3.2. Resolución discreta de las ecuaciones de conservación en un canal de entrada y un canal de salida del filtro de partículas.

3.3. Submodelo de transmisión de calor para DPF

El submodelo de transmisión de calor sujeto a estudio en la presente tesis está basado en la discretización nodal de la pared porosa del monolito y de la

carcasa exterior, resolviendo la ecuación general de transmisión de calor en las direcciones axial y tangencial. Si se considera un par de canales entrada-salida separados por la pared porosa, la ecuación general de transmisión de calor quedaría de la siguiente manera:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) k + \dot{q}_{reg}'' \quad (3.7)$$

siendo \dot{q}_{reg}'' la generación de calor por unidad de volumen y de tiempo debida a la existencia de reacciones durante la regeneración.

La temperatura puede calcularse en el instante de cálculo $p + 1$ en el nodo definido por las coordenadas m y n de forma explícita utilizando la temperatura calculada en el instante p y aplicando diferencias finitas:

$$\begin{aligned} \rho c_p \frac{T_{m,n}^{p+1} - T_{m,n}^p}{\Delta t} &= k \frac{T_{m-1,n}^p - 2T_{m,n}^p + T_{m+1,n}^p}{(\Delta x)^2} + \\ &+ k \frac{T_{m,n-1}^p - 2T_{m,n}^p + T_{m,n+1}^p}{(\Delta z)^2} + \dot{q}_{reg}'' \end{aligned} \quad (3.8)$$

Teniendo en cuenta que las propiedades térmicas en cada nodo y el área de transmisión de calor pudieran ser diferentes (propiedades térmicas afectadas por la distribución de temperatura de pared, efecto de la conductividad radial del monolito, espesor de la capa de partículas, transmisión de calor gas-sólido, discretización de las condiciones de contorno, etc.), la ecuación 3.8 puede reescribirse como:

$$\begin{aligned} T_{m,n}^{p+1} &= \frac{\Delta t}{C_{m,n}} \left[\sum_{i=-1}^{+1} \frac{1}{R_{m+i,n/m,n}} (T_{m+i,n}^p - T_{m,n}^p) + \right. \\ &\left. + \sum_{i=-1}^{+1} \frac{1}{R_{m,n+i/m,n}} (T_{m,n+i}^p - T_{m,n}^p) + \dot{q}_{reg}'' \right] + T_{m,n}^p \end{aligned} \quad (3.9)$$

Donde $C_{m,n}$ es la capacidad térmica en el volumen de control del nodo (m, n) , $R_{m',n'/m,n}$ representa la resistencia térmica equivalente entre los nodos de cálculo (m', n') y (m, n) y como se comentó anteriormente, \dot{q}_{reg} es el calor liberado por unidad de tiempo en el proceso de regeneración.

Cálculo de la temperatura de pared de los canales

A partir de la solución general al problema representado por la ecuación 3.9, las principales hipótesis tomadas para determinar el campo de temperaturas en el interior del monolito del DPF son las siguientes:

1. El submodelo está acoplado al modelo general que resuelve el flujo en los canales del monolito, por lo que se calcula con el mismo incremento temporal (Δt).
2. Las paredes porosas se consideran placas planas. Por lo tanto, la formulación de las diferentes resistencias equivalentes y la capacidad térmica sería

$$R_{conv} = \frac{1}{Fh}; \quad R_{cond} = \frac{1}{Fk}; \quad C = \rho c_p V, \quad (3.10)$$

donde F representa el área, h el coeficiente de película, k la conductividad térmica, ρ la densidad, c_p el calor específico y V el volumen.

3. El submodelo ofrece la posibilidad de discretizar el monolito en la dirección radial por medio de haces de canales concéntricos, lo que permite tener en cuenta el efecto de transmisión de calor por conducción en el substrato poroso en esta dirección. Además, como las propiedades del flujo son las mismas para todos los pares de canales entrada-salida en el mismo haz, sólo se resuelve un par de canales por haz.
4. El submodelo se formula considerando un monolito cilíndrico con canales cuadrados. No obstante, es posible considerar un diámetro equivalente a fin de resolver geometrías más complejas, tal como proponen Ilicali *et al.* [16] para secciones elípticas. En este caso, el modelo sería capaz de predecir los flujos de calor y por lo tanto la temperatura de salida de gas, pero no sería posible predecir la distribución de temperaturas en el interior del monolito.
5. Se tiene en cuenta el efecto de transmisión de calor por conducción en la dirección radial entre haces de canales adyacentes.
6. El haz de canales exterior está conectado por medio de resistencias térmicas equivalentes al aislante y a la carcasa exterior metálica del DPF. De esta forma, se computa la transmisión de calor hacia el ambiente exterior.
7. La transmisión de calor por conducción en la fase gaseosa y la radiación en el interior de los canales del monolito se asumen despreciables.

La figura 3.3 muestra el esquema térmico equivalente en cada nodo axial del medio poroso, que está centrado sobre el nodo de cálculo axial m del haz H . La discretización axial de los canales para el cálculo de la temperatura del gas es idéntica a la realizada sobre el medio poroso para el cálculo de la temperatura de pared.

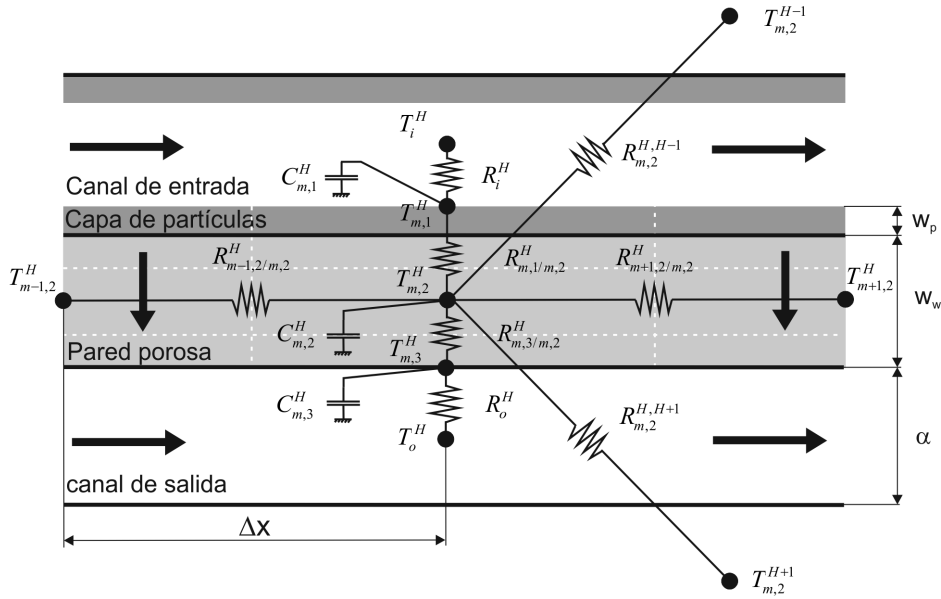


Figura 3.3. Esquema nodal en la pared porosa del filtro de partículas.

El medio poroso del haz H está discretizado en la dirección tangencial por medio de tres nodos de cálculo, localizados como se describe a continuación:

El primero de ellos ($T_{m,1}^H$) está localizado entre el canal de entrada y la pared porosa (si existiera capa de partículas, el nodo se centraría sobre la superficie de ésta); el segundo de ellos ($T_{m,2}^H$) está situado en el medio de la pared porosa; y el tercero ($T_{m,3}^H$) se encuentra localizado en la superficie de la pared porosa en contacto con el canal de salida.

Esta discretización tangencial del medio poroso permite tener en consideración la transmisión de calor por convección del gas de los canales de entrada y salida con el medio poroso, así como por conducción en este último a través de las diferentes resistencias térmicas equivalentes presentes en la figura 3.3. Además, el submodelo tiene en cuenta el gradiente de temperaturas entre la capa de partículas y el substrato poroso, cuya importancia ha sido estudiada por Haralampous y Koltsakis [17].

Con el fin de considerar el efecto de la inercia térmica durante períodos de operación transitorios, todos los nodos en que está discretizado el medio poroso poseen una capacidad térmica equivalente definida a partir de las propiedades de la pared porosa y la capa de partículas.

Como se comentó anteriormente, el submodelo considera la transmisión de calor en el sentido radial a través de monolito, gracias a la discretización en diferentes haces de canales. Ya que éstos son concéntricos, si es conocida la conductividad en la dirección radial del monolito, las resistencias térmicas equivalentes entre los haces se pueden definir en coordenadas cilíndricas. Así, para un dado haz H , las resistencias térmicas equivalentes con los haces $H - 1$ y $H + 1$ se obtienen como:

$$R_{m,2}^{H,H-1} = \ln \left(\frac{D_{ext}^H}{D_{int}^{H-1}} \right) \frac{1}{2\pi\Delta x k_{rad}} \quad (3.11)$$

$$R_{m,2}^{H,H+1} = \ln \left(\frac{D_{ext}^{H+1}}{D_{int}^H} \right) \frac{1}{2\pi\Delta x k_{rad}} \quad (3.12)$$

Las ecuaciones 3.11 y 3.12 representan, en coordenadas cilíndricas, la transmisión de calor por conducción entre las superficies interna y externa de un conducto cuya pared tuviera por conductividad la que posee el monolito en la dirección radial, k_{rad} , según se observa en la figura 3.4.

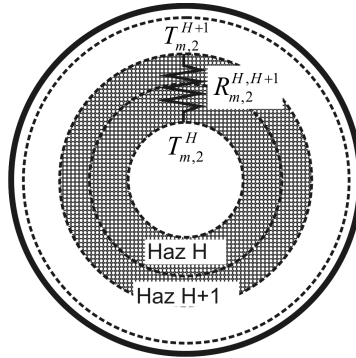


Figura 3.4. Esquema del cálculo de la resistencia térmica a la transmisión de calor por conducción entre haces de canales sin tener en cuenta la corrección del área de transmisión de calor.

La representación del flujo de calor en un monolito con la estructura en panel de abeja, en el cual el gas circula a través de los canales, es muy depen-

diente de la discretización radial que se considera. Tal y como apuntó Groppi y Tronconi [18], el gradiente térmico en dirección radial entre canales muy cercanos es muy reducido debido a la gran superficie de transferencia de calor. Esta superficie está definida por la geometría de los canales del monolito. Sin embargo, las ecuaciones 3.11 y 3.12 sólo tienen en cuenta una superficie discreta de la transmisión de calor definida por la superficie de contacto entre los dos haces de canales. Por lo tanto, a medida que se reduce el número de haces de canales considerados, la diferencia entre la superficie real de transmisión de calor y la que considera las coordenadas cilíndricas aumenta. Por lo tanto, la resistencia térmica equivalente calculada se hace cada vez más reducida en comparación con la real, sobreestimando la transferencia de calor.

Por lo tanto, se hace necesario corregir la definición de la resistencia térmica equivalente, dada por las ecuaciones 3.11 y 3.12. Se propone una corrección basada en la relación entre la superficie de transmisión de calor de todos los canales contenidos en el volumen de control y la superficie de contacto entre ambos haces de canales. Este hecho incrementa el valor de la resistencia térmica equivalente definida por las ecuaciones 3.11 y 3.12, controlado por el número de canales involucrados (real) y con la superficie de transmisión de calor supuesta (ideal). La relación que se propone es función del ancho del canal (α), de la densidad de celdas (σ) y de la diferencia entre los diámetros de los haces considerados:

$$\frac{S_{tc}^{H,H+1}}{S_{contacto}^{H,H+1}} = 2\alpha\sigma \left(D_{ext}^{H+1} - D_{int}^H \right) \quad (3.13)$$

Por lo tanto, el cálculo de las resistencias térmicas equivalentes entre haces vendrá dado por:

$$R_{m,2}^{(H,H-1)*} = \alpha\sigma \left(D_{ext}^H - D_{int}^{H-1} \right) \ln \left(\frac{D_{ext}^H}{D_{int}^{H-1}} \right) \frac{1}{\pi\Delta x k_r} \quad (3.14)$$

$$R_{m,2}^{(H,H+1)*} = \alpha\sigma \left(D_{ext}^{H+1} - D_{int}^H \right) \ln \left(\frac{D_{ext}^{H+1}}{D_{int}^H} \right) \frac{1}{\pi\Delta x k_r} \quad (3.15)$$

La mayor discretización radial posible del monolito es la definida por su geometría, es decir, aquella en que el haz del canal tiene un espesor $\alpha + w_w$. Por consiguiente, el límite del factor corrector se encuentra definido por su geometría celular, tal como muestra la ecuación 3.16:

$$D_{ext}^{H+1} - D_{int}^H \xrightarrow{\lim} 2(\alpha + w_w) \quad 2\alpha\sigma (D_{ext}^{H+1} - D_{int}^H) = \frac{4\alpha}{\alpha + w_w} \quad (3.16)$$

La figura 3.5 representa el valor del factor corrector en función del número normalizado de haces de canales (dado por la división entre el número de haces y el máximo número posible en que se puede dividir, es decir, el diámetro del monolito dividido por $\alpha + w_w$) en los que se ha discretizado la sección transversal del monolito. El cálculo se ha realizado para dos monolitos de densidad de celdas 200 *cp* y 300 *cp* variando el valor del lado del canal un $\pm 10\%$ con respecto al valor nominal (1.486 mm y 1.156 mm respectivamente). Se ha supuesto que los haces de canales se distribuyen uniformemente, es decir, todos ellos poseen el mismo espesor. Cuando se alcanza el máximo valor posible de discretización radial, el factor corrector converge al valor dado por la ecuación 3.16, cuyo orden de magnitud está alrededor de 3.3. Dicho valor es función de las características geométricas de la estructura celular del monolito.

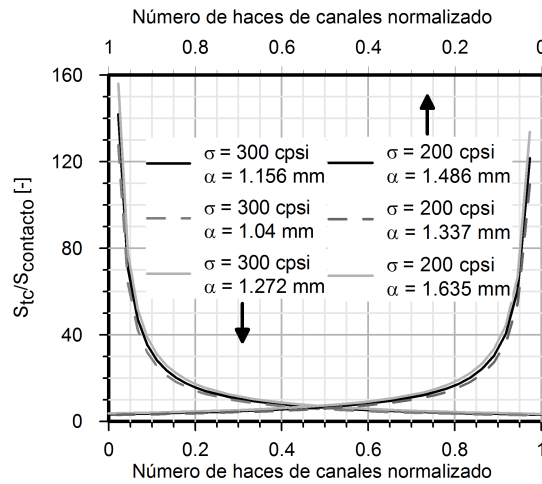


Figura 3.5. Valor del factor corrector de la resistencia térmica equivalente entre haces de canales: Influencia de la geometría celular y del número de haces de canales normalizados.

Aplicando el esquema nodal planteado en el medio poroso, la temperatura de pared en cada nodo se obtiene a partir de las siguientes expresiones:

$$T_{m,1}^{H^{p+1}} = \frac{\Delta t}{C_{m,1}^H} \left[\frac{T_i^{HP} - T_{m,1}^{HP}}{R_i^H} + \frac{T_{m,2}^{HP} - T_{m,1}^{HP}}{R_{m,1/m,2}^H} + \dot{q}_{reg} \right] + T_{m,1}^{HP} \quad (3.17)$$

$$T_{m,2}^{H^{p+1}} = \frac{\Delta t}{C_{m,2}^H} \left[\sum_{k=1}^3 \frac{T_{m,k}^{H^p} - T_{m,2}^{H^p}}{R_{m,k/m,2}^H} + \sum_{j=-1}^1 \frac{T_{m+j,2}^{H^p} - T_{m,2}^{H^p}}{R_{m+j,2/m,2}^H} + \sum_{h=-1}^1 \frac{T_{m,2}^{(H+h)^p} - T_{m,2}^{H^p}}{R_{m,2}^{(H,H+h)^*}} \right] + T_{m,2}^{H^p} \quad (3.18)$$

$$T_{m,3}^{H^{p+1}} = \frac{\Delta t}{C_{m,3}^H} \left[\frac{T_{m,2}^{H^p} - T_{m,3}^{H^p}}{R_{m,3/m,2}^H} + \frac{T_o^{H^p} - T_{m,3}^{H^p}}{R_o^H} \right] + T_{m,3}^{H^p} \quad (3.19)$$

En las ecuaciones anteriores, $T_i^{H^p}$ y $T_o^{H^p}$ representan la temperatura del gas en los canales de entrada y salida del haz H en el instante p respectivamente. El calor liberado en las reacciones exotérmicas del proceso de regeneración \dot{q}_{reg} se considera en el nodo (m,1) en la superficie del medio poroso en contacto con el canal de entrada. El índice k toma los valores 1 y 3 de acuerdo con la nomenclatura tangencial, mientras que el índice j toma los valores 1 y -1. Se considera la transmisión de calor en sentido radial entre los haces de canales previo y posterior (siendo el índice h -1 y 1 respectivamente). En el caso que se considere el haz periférico, la transmisión se considera con el haz previo y con la carcasa exterior.

Cálculo de la temperatura de pared en el exterior del DPF

En los DPFs, la superficie exterior está pensada para reducir las pérdidas de calor hacia el ambiente. Por lo tanto, se hace indispensable un correcto cálculo de la distribución de temperatura en la pared exterior para predecir correctamente la distribución de la temperatura del gas y pared en el interior del monolito. La superficie exterior del DPF está compuesta por una manta aislante y una carcasa metálica que envuelve al monolito. El modelo también incluye la posibilidad de considerar una cámara de aire entre estos dos elementos.

De la misma manera que en el cálculo de la temperatura de pared en el monolito, se propone un esquema nodal representado por la figura 3.6. En cada posición de cálculo axial a lo largo de la superficie exterior, se localizan 3 nodos con el objetivo de conocer la distribución radial de temperatura en las diferentes capas. Por medio de las diferentes resistencias térmicas equivalentes definidas en coordenadas cilíndricas, el submodelo evalúa los siguientes fenómenos de transmisión de calor:

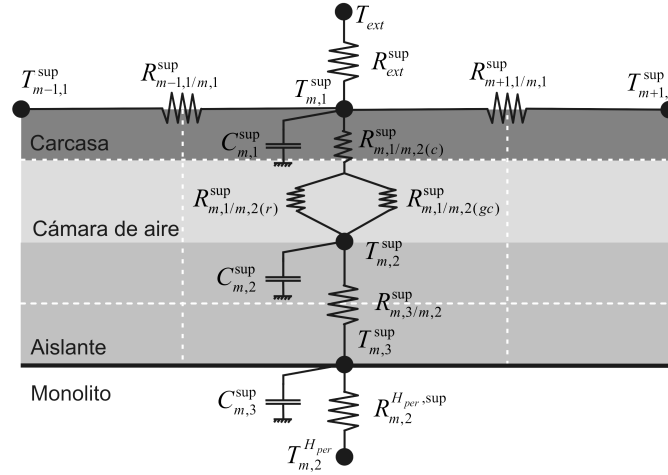


Figura 3.6. Esquema nodal en la superficie exterior del filtro de partículas para el cálculo de la distribución exterior de temperatura.

- Transmisión de calor por conducción entre el monolito y el aislante por medio de una resistencia térmica equivalente entre el último haz de canales y la superficie del aislante.
- Transmisión de calor por conducción a través del aislante.
- Transmisión de calor por conducción, radiación y convección en la cámara de aire, si ésta existiera.
- Transmisión de calor por conducción a través de la carcasa metálica exterior.
- Transmisión de calor por radiación y convección entre la carcasa exterior y el ambiente.

Además, el submodelo tiene en cuenta la conducción axial sobre la superficie externa de la carcasa metálica por medio de dos resistencias térmicas equivalentes de conducción con los nodos de cálculo anterior y posterior al nodo considerado ($m,1$). Asimismo, la inercia térmica se considera en cada nodo de cálculo mediante la definición de la capacidad térmica de cada material en el volumen de control afectado. De acuerdo con el esquema nodal de la superficie exterior, la temperatura de pared se calcula en cada nodo radial de la siguiente manera:

$$T_{m,1}^{sup^{p+1}} = \frac{\Delta t}{C_{m,1}^{sup}} \left[\frac{T_{m,2}^{sup^p} - T_{m,1}^{sup^p}}{R_{m,1/m,2}^{sup}} + \frac{T_{ext} - T_{m,1}^{sup^p}}{R_{ext}^{sup}} + \sum_{j=-1}^1 \frac{T_{m+j,1}^{sup^p} - T_{m,1}^{sup^p}}{R_{m+j,1/m,1}^{sup}} \right] + T_{m,1}^{sup^p} \quad (3.20)$$

$$T_{m,2}^{sup^{p+1}} = \frac{\Delta t}{C_{m,2}^{sup}} \left[\frac{T_{m,1}^{sup^p} - T_{m,2}^{sup^p}}{R_{m,1/m,2}^{sup}} + \frac{T_{m,3}^{sup^p} - T_{m,2}^{sup^p}}{R_{m,3/m,2}^{sup}} \right] + T_{m,2}^{sup^p} \quad (3.21)$$

$$T_{m,3}^{sup^{p+1}} = \frac{\Delta t}{C_{m,3}^{sup}} \left[\frac{T_{m,2}^{sup^p} - T_{m,3}^{sup^p}}{R_{m,3/m,2}^{sup}} + \frac{T_{m,2}^{H_{per}^p} - T_{m,3}^{sup^p}}{R_{m,2}^{H_{per},sup}} \right] + T_{m,3}^{sup^p} \quad (3.22)$$

Donde el índice j toma el valor 1 y -1 y

$$R_{m,1/m,2}^{sup} = R_{m,1/m,2(c)}^{sup} + \frac{R_{m,1/m,2(gc)}^{sup} R_{m,1/m,2(r)}^{sup}}{R_{m,1/m,2(gc)}^{sup} + R_{m,1/m,2(r)}^{sup}} \quad (3.23)$$

Además, el modelo contempla la transmisión de calor axial por conducción entre la superficie externa y los conos de entrada y salida del DPF, y entre éstos y los conductos de entrada y salida respectivamente acoplados a las bridas del DPF. La temperatura de pared en los conductos se calcula de acuerdo a un esquema nodal, descrito en [19]. Esta característica del modelo afecta también a la formulación específica de los nodos extremos de la carcasa metálica del DPF (nodo radial 1), en los que se ha de incluir la correspondiente resistencia térmica equivalente.

Submodelo de transmisión de calor de convergencia rápida

Para poder calcular correctamente los efectos de transmisión de calor durante un transitorio en el DPF, se requiere conocer la temperatura de pared inicial. Desgraciadamente, ésta no es siempre conocida. Una de las razones es la dificultad de definir la distribución de temperaturas en las direcciones axial y radial; y otra es que, aunque a partir de información experimental se conozca dicha distribución, ésta no será válida para todo el rango de modelado. Por lo tanto, se hace necesario una fase de convergencia de la temperatura en el modelo, incrementándose el coste computacional debido al efecto de la inercia térmica.

Para evitar esta fase, se propone la solución de la ecuación de transferencia de calor omitiendo el término de la inercia térmica. Por sencillez, considerado el nodo situado en la interfaz entre la pared porosa y el gas en el canal de salida (dado por la ecuación 3.22) se obtiene:

$$\frac{T_{m,2}^{HP} - T_{m,3}^{HP}}{R_{m,3/m,2}^H} + \frac{T_o^{HP} - T_{m,3}^{HP}}{R_o^H} = 0 \quad (3.24)$$

Si la ecuación 3.24 se integra durante un tiempo característico de ciclo (ciclo de motor, duración de una señal periódica bajo condiciones pulsantes en un banco de impulsos, tiempo durante condiciones de operación estacionaria, etc.) y se asume que la temperatura de pared y las resistencias térmicas equivalentes son constantes durante dicho ciclo, la temperatura de pared en el nodo $(m, 3)^H$ se calculará:

$$\bar{T}_{m,3}^H = \frac{\frac{\bar{T}_{m,2}^H t_c}{R_{m,3/m,2}^H} + \sum_{p=1}^{n_p} \frac{T_o^{HP} \Delta t^p}{R_o^{HP}}}{\frac{t_c}{R_{m,3/m,2}^H} + \sum_{p=1}^{n_p} \frac{\Delta t^p}{R_o^{HP}}} \quad (3.25)$$

De acuerdo a esta formulación, la temperatura de pared estacionaria en los nodos de cálculo $(m, 1)^H$ y $(m, 2)^H$ en la pared porosa se obtienen aplicando las ecuaciones 3.26 y 3.27 respectivamente:

$$\bar{T}_{m,1}^H = \frac{\frac{\bar{T}_{m,2}^H t_c}{R_{m,1/m,2}^H} + \sum_{p=1}^{n_p} \frac{T_i^{HP} \Delta t^p}{R_i^{HP}} + \sum_{p=1}^{n_p} \dot{q}_{chr}^p \Delta t^p}{\frac{t_c}{R_{m,1/m,2}^H} + \sum_{p=1}^{n_p} \frac{\Delta t^p}{R_i^{HP}}} \quad (3.26)$$

$$\bar{T}_{m,2}^H = \frac{\sum_{j=-1}^1 \frac{\bar{T}_{m+j,2}^H t_c}{R_{m+j,2/m,2}^H} + \sum_{h=-1}^1 \frac{\bar{T}_{m,2}^{H+h} t_c}{R_{m,2}^{(H,H+h)^*}} + a}{\sum_{j=-1}^1 \frac{t_c}{R_{m+j,2/m,2}^H} + \sum_{h=-1}^1 \frac{t_c}{R_{m,2}^{(H,H+h)^*}} + b} \quad (3.27)$$

siendo a y b :

$$a = \sum_{p=1}^{n_p} \left(\frac{T_i^{HP} \Delta t^p}{R_i^{HP} + R_{m,1/m,2}^H} + \frac{T_o^{HP} \Delta t^p}{R_o^{HP} + R_{m,3/m,2}^H} \right) \quad (3.28)$$

$$b = \sum_{p=1}^{n_p} \left(\frac{\Delta t^p}{R_i^{H^p} + R_{m,1/m,2}^H} + \frac{\Delta t^p}{R_o^{H^p} + R_{m,3/m,2}^H} \right) \quad (3.29)$$

La solución es implícita debido a la transmisión de calor entre canales adyacentes y en la dirección axial en el nodo radial 2. Por esa razón, el sistema se resuelve de forma iterativa. Al final de cada ciclo, el valor inicial del nodo de cálculo $T_{m,2}^H$ se obtiene en toda la dirección axial de todos los haces de canales asumiendo que no hay transmisión de calor en la dirección axial del canal o con los haces adyacentes. A continuación, se calcula el valor de $T_{m,2}^H$ en toda la dirección axial de todos los haces de canales aplicando de manera iterativa la ecuación 3.27. Se considera que este proceso converge cuando la diferencia de temperaturas respecto al valor anterior sea inferior a un 0.2 % en todos los nodos de cálculo ($m, 2$).

Atendiendo al cálculo de la temperatura de la pared exterior, el modelo de convergencia rápido propuesto quedaría de la siguiente forma:

$$\bar{T}_{m,1}^{sup} = \frac{\frac{T_{ext} t_c}{R_{ext}^{sup}} + \frac{\bar{T}_{m,2}^{Hper} t_c}{R_{m,1/m,2}^{sup} + R_{m,3/m,2}^{sup} + R_{m,2}^{Hper,sup}} + \sum_{j=-1}^1 \frac{\bar{T}_{m+j,1}^{sup} t_c}{R_{m+j,1/m,1}^{sup}}}{\frac{t_c}{R_{ext}^{sup}} + \frac{t_c}{R_{m,1/m,2}^{sup} + R_{m,3/m,2}^{sup} + R_{m,2}^{Hper,sup}} + \sum_{j=-1}^1 \frac{t_c}{R_{m+j,1/m,1}^{sup}}}; \quad (3.30)$$

$$\bar{T}_{m,2}^{sup} = \frac{\frac{T_{ext} t_c}{R_{ext}^{sup} + R_{m,1/m,2}^{sup}} + \frac{\bar{T}_{m,2}^{Hper} t_c}{R_{m,3/m,2}^{sup} + R_{m,2}^{Hper,sup}}}{\frac{t_c}{R_{ext}^{sup} + R_{m,1/m,2}^{sup}} + \frac{t_c}{R_{m,3/m,2}^{sup} + R_{m,2}^{Hper,sup}}}; \quad (3.31)$$

$$\bar{T}_{m,3}^{sup} = \frac{\frac{T_{ext} t_c}{R_{ext}^{sup} + R_{m,1/m,2}^{sup} + R_{m,3/m,2}^{sup}} + \frac{\bar{T}_{m,2}^{Hper} t_c}{R_{m,2}^{Hper,sup}}}{\frac{t_c}{R_{ext}^{sup} + R_{m,1/m,2}^{sup} + R_{m,3/m,2}^{sup}} + \frac{t_c}{R_{m,3/m,2}^{sup} + R_{m,2}^{Hper,sup}}}. \quad (3.32)$$

De nuevo, este sistema se resuelve de forma iterativa. El valor de la temperatura de pared de la superficie exterior en este caso incluye transmisión de calor por conducción en dirección radial y axial, por lo que la solución en cada nodo $(m, 1)^{sup}$ requiere la convergencia en todos los nodos axiales m . Además, la temperatura de la carcasa exterior en la dirección radial depende de la temperatura ambiente y de la temperatura de pared en el nodo radial 2 emplazado en la pared porosa del haz periférico. Como consecuencia, la temperatura de

pared en el haz periférico y en la carcasa exterior se resuelve a través de un proceso iterativo manejado por la convergencia de $T_{m,1}$ y $T_{m,1}^{\text{sup}}$ en todo nodo axial.

3.3.1. Parámetros del submodelo de transmisión de calor

Las capacidades predictivas del modelo de transmisión de calor en filtros de partículas diésel de flujo de pared descrito dependen de la formulación del mismo, pero también de la definición de los diferentes parámetros involucrados en el proceso de intercambio de calor. El coeficiente de transmisión de calor en los canales se calcula de acuerdo a la correlación propuesta por Vortruha [20] empleada en el modelado de monolitos cerámicos de canales cuadrados no porosos, cuya formulación para los canales de entrada y salida sería:

$$Nu_{ce} = 0,571 \left(Re_{ce} \frac{\alpha - 2w_p}{L} \right)^{\frac{2}{3}}; \quad h_{ce} = \frac{Nu_{ce} k_g}{\alpha - 2w_p} \quad (3.33)$$

$$Nu_{cs} = 0,571 \left(Re_{cs} \frac{\alpha}{L} \right)^{\frac{2}{3}}; \quad h_{cs} = \frac{Nu_{cs} k_g}{\alpha} \quad (3.34)$$

Hay que destacar que ha sido necesario reducir el valor de la correlación en un 80 %, lo que da buena cuenta de la necesidad de profundizar en la predicción de este parámetro dentro de los canales de monolitos de flujo de pared.

En relación al coeficiente de película exterior, se ha utilizado la correlación propuesta por Churchill y Bernstein [21], ampliamente utilizada en conductos de geometría cilíndrica:

Para $10^2 < Re < 10^7$:

$$h_{ext} = 0,3 + \frac{0,62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \frac{k_{a_{ext}}}{D_{ext}} \quad (3.35)$$

Para $2 \cdot 10^4 < Re < 4 \cdot 10^5$:

$$h_{ext} = 0,3 + \frac{0,62 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \frac{k_{a_{ext}}}{D_{ext}} \quad (3.36)$$

A este valor se le suma el coeficiente de transmisión de calor por radiación [22], cuyo cálculo se presenta en la ecuación 3.37:

$$h_r = \frac{\epsilon_{sup}\sigma_{sb} \left[\left(T_{m,1}^{sup} \right)^4 - \left(T_{ext} \right)^4 \right]}{T_{m,1}^{sup} - T_{ext}} \quad (3.37)$$

Asimismo, se deben introducir las propiedades térmicas de los materiales que componen el filtro de partículas. En la tabla 3.1 se indican la densidad, capacidad calorífica, conductividad térmica y emisividad del sustrato poroso (en este caso carburo de silicio), el aislante y la carcasa metálica que protege al filtro de partículas. La emisividad de la carcasa exterior metálica se obtuvo mediante el uso de una cámara termográfica FLIR serie-P. Para ello, se establecieron unas condiciones de flujo continuo para los gastos máxicos de 150, 200, 250 y 300 kg/h a una temperatura de gas a la entrada del DPF de 250°C. Una vez alcanzada la total estabilización térmica, se toma la fotografía en una sección de la carcasa exterior donde existe un termopar de pared. A partir de la comparación de la temperatura de pared medida y la fotografía térmica, es posible calcular la emisividad de la carcasa exterior. El valor medio de emisividad obtenido a partir de los puntos de operación analizados por este método fue de 0.104, dato muy cercano al orden de magnitud que se puede consultar en la literatura para el acero inoxidable pulido [23].

Para el caso del aislante, se ha tomado el mismo valor de emisividad que para la carcasa exterior, ya que el aislante está en realidad cubierto por una lámina de acero que por su espesor despreciable no ha sido tenida en cuenta en el modelo nodal.

Tabla 3.1. Propiedades térmicas de los materiales presentes en el filtro de partículas.

Material	ρ [kg/m^3]	c_p [J/kgK]	k [W/mK]	ϵ [-]
Monolito (SiC) [24]	3100	955-1097	82-68	
Aislante (SuperWool TM 607) [25]	96	1050	0.06	0.104
Metal (Acero inoxidable) [23]	7816	460	17	0.104
Hollín (partícula primaria) [17]	2000	1510	1.6	

Los valores de las propiedades del carburo de silicio se deben corregir con la porosidad del medio incluyendo la fase gaseosa, a partir de las siguientes ecuaciones:

$$\rho_w = (1 - \varepsilon) \rho_{SiC} + \varepsilon \rho_g \quad (3.38)$$

$$c_{p_w} = (1 - \varepsilon) c_{p_{SiC}} + c_{p_g} \varepsilon \quad (3.39)$$

$$k_w = (1 - \varepsilon) k_{SiC} + \varepsilon k_g \quad (3.40)$$

siendo ρ_{SiC} , $c_{p_{SiC}}$ y k_{SiC} la densidad, la capacidad calorífica y conductividad del carburo de silicio respectivamente; y ρ_g , c_{p_g} y k_g la densidad, la capacidad calorífica y conductividad del gas. En el caso de existir capa de partículas sobre la pared porosa, las propiedades térmicas de dicha capa se calculan a partir de las ecuaciones 3.38 a 3.40 considerando las propiedades de las partículas primarias como substrato poroso [17] incluidas en la tabla 3.1. En el caso de la pared porosa, el submodelo no tiene en cuenta la acumulación de partículas en su interior para la obtención de las propiedades térmicas.

La ecuación 3.40, aplicada tangencial y axialmente, permite obtener la conductividad térmica del substrato de una pared porosa aislada, tal como se vió en la figura 3.3 del esquema nodal. Para calcular la conductividad térmica radial efectiva del monolito, necesaria para obtener la resistencia térmica equivalente entre haces de canales, se aplica la aproximación propuesta por Groppi y Tronconi [18] basada en el análisis continuo de la conducción de calor en la unidad celular de reactores monolíticos con estructura de panel de abeja. Ha sido necesario adaptar esta propuesta al caso de los filtros de partículas para poder incluir la posible existencia de capa de partículas en el canal de entrada. La figura 3.7 muestra un esquema de una unidad celular compuesta por canal de entrada-pared porosa-canal de salida con capa de partículas. Este elemento se repite de manera periódica en un monolito con estructura de panel de abeja si se desprecia la cementación entre segmentos cerámicos, usados en monolitos de carburo de silicio.

La figura 3.8 muestra el esquema de resistencias térmicas equivalentes que representa el fenómeno de transmisión de calor por conducción en una unidad celular de un monolito de flujo de pared con capa de partículas. Asumiendo longitud unidad en la dirección axial de la unidad celular, cada una de las resistencias indicadas se definen como:

$$R1 = \frac{w_w}{2k_w(\alpha + w_w)} \quad (3.41)$$

$$R2 = \frac{2w_p}{k_{cp}\alpha} \quad (3.42)$$

$$R3 = \frac{w_p}{k_w w_w} \quad (3.43)$$

$$R4 = \frac{2w_p}{k_g \alpha} \quad (3.44)$$

$$R5 = \frac{\alpha - 2w_p}{k_g \left(\frac{\alpha}{2} - w_p\right)} \quad (3.45)$$

$$R6 = \frac{\alpha - 2w_p}{k_{cp} w_p} \quad (3.46)$$

$$R7 = \frac{(\alpha - 2w_p)}{k_w w_w} \quad (3.47)$$

$$R8 = \frac{2(\alpha - 2w_p)}{k_g \alpha} \quad (3.48)$$

Donde k_w , k_{cp} y k_g son las conductividades térmicas del substrato poroso, capa de partículas y gas, respectivamente.

La resistencia térmica equivalente se obtiene como:

$$R_{eq} = 2R_1 + 2R_{eq1} + R_{eq2} \quad (3.49)$$

Donde

$$R_{eq1} = \frac{R_2 R_3 R_4}{R_2 R_3 + R_2 R_4 + R_3 R_4} \quad (3.50)$$

$$R_{eq2} = \frac{R_5 R_6 R_7 R_8}{R_5 R_6 R_7 + R_5 R_6 R_8 + R_5 R_7 R_8 + R_6 R_7 R_8} \quad (3.51)$$

Por lo tanto, la ecuación 3.49 quedaría:

$$R_{eq} = 2R_1 + 2 \frac{R_2 R_3 R_4}{R_2 R_3 + R_2 R_4 + R_3 R_4} + \frac{R_5 R_6 R_7 R_8}{R_5 R_6 R_7 + R_5 R_6 R_8 + R_5 R_7 R_8 + R_6 R_7 R_8} \quad (3.52)$$

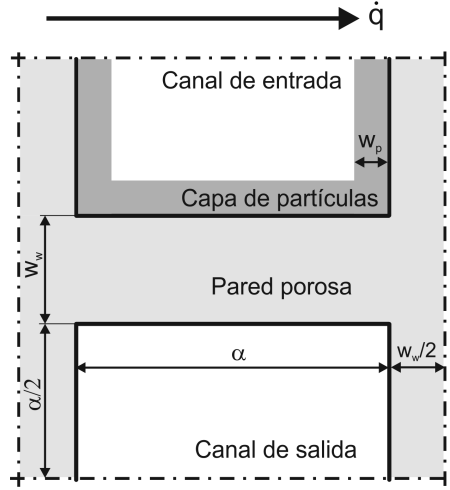


Figura 3.7. Sección transversal de la unidad celular de un monolito de flujo de pared con capa de partículas.

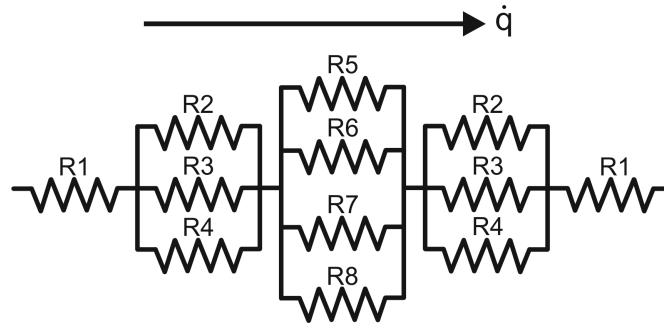


Figura 3.8. Esquema de resistencias térmicas equivalentes de conducción en la unidad celular de un monolito de flujo de pared con capa de partículas.

Finalmente, la conductividad térmica efectiva en la dirección radial del monolito puede expresarse como:

$$k_{rad} = \left(\frac{w_w}{k_w (\alpha + w_w)} + \frac{4w_p k_w k_p k_g}{(k_w k_p^2 k_g + k_w k_p k_g^2) \alpha + 2k_w^2 k_p k_g w_w} + \frac{\alpha - 2w_p}{k_w w_w + k_p w_p + k_g (\alpha - w_p)} \right)^{-1} \quad (3.53)$$

Eliminando la capa de partículas, la ecuación 3.53 quedaría:

$$k_{rad}^* = \left(\frac{w_w}{k_w(\alpha + w_w)} + \frac{\alpha}{k_w w_w + k_g \alpha} \right)^{-1} \quad (3.54)$$

Que coincide con la expresión propuesta por Groppi y Tronconi [18] para el cálculo de la conducción de calor en reactores monolíticos con estructura de panel de abeja.

La ecuación 3.53 muestra la dependencia de la conductividad térmica efectiva en la dirección radial del monolito con respecto a la conductividad térmica del substrato poroso, que a su vez es una función de la porosidad, tal como indica la ecuación 3.40. En la gráfica (a) de la figura 3.9 se representa la variación de la conductividad térmica radial efectiva en función de la temperatura, que afecta a la conductividad térmica del substrato, y de la porosidad de este último. Para cada temperatura y porosidad, se considera el filtro de partículas limpio y con una acumulación de partículas de 10 g/l.

Como puede observarse, el efecto de la capa de partículas es prácticamente despreciable, incluso para un nivel alto de acumulación. En el caso de acumulación de partículas, la conductividad térmica efectiva en la dirección radial aumenta ligeramente. Este resultado se justifica por la baja conductividad térmica del hollín y el espesor de la capa de partículas, que es 2 y 3 órdenes de magnitud menor que el espesor de la pared y el ancho de canal, respectivamente.

Por otra parte, el gráfico (b) de la figura 3.9 representa la variación de la conductividad térmica radial efectiva del monolito para diferentes valores de sección frontal abierta del monolito (OFA). Ésta ha sido calculada considerando la sección abierta de los canales de entrada y salida. La porosidad del substrato y la acumulación de partículas en este cálculo han sido 0.45 y 10 g/l para todas las OFA consideradas. Debido a la baja conductividad del gas, el diseño de filtros de flujo de pared adiabáticos requieren valores elevados de OFA, ya que ésto reduce la conductividad térmica efectiva del monolito en la dirección radial. Sin embargo, este tipo de soluciones puede conducir a una menor integridad mecánica, así como a la aparición de puntos calientes en condiciones de operación a bajo flujo másico.

La relación de estas magnitudes es especialmente importante en configuraciones de la línea de escape en las que el filtro de partículas diesel se localiza aguas arriba de la turbina, debido especialmente a las mayores cargas mecánicas a las que el filtro de partículas se vería solicitado en esta ubicación. Por otra parte, aunque el nivel térmico sería superior, este hecho puede resultar

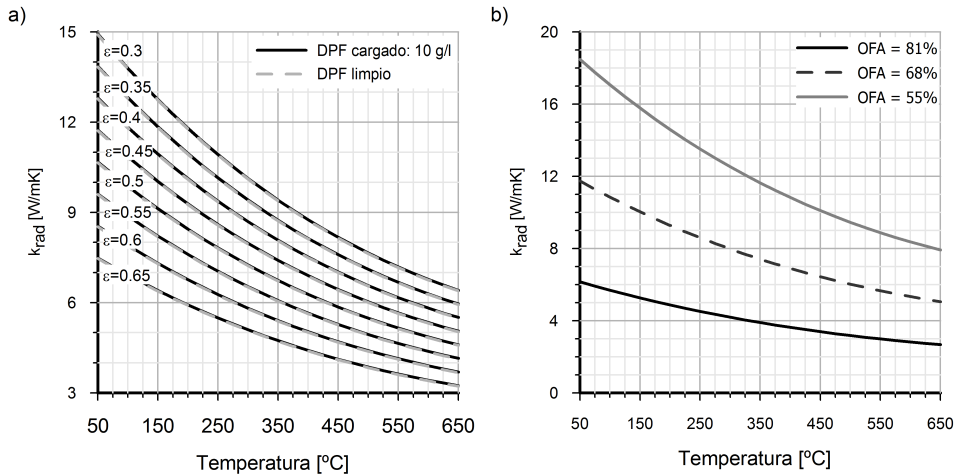


Figura 3.9. Conductividad radial: Dependencia de la (a) porosidad y (b) fracción abierta del área frontal del monolito.

favorable en la medida que los ciclos térmicos serían más equilibrados durante la operación del motor; y las condiciones de regeneración pasiva continuada contribuirían a reducir los gradientes térmicos en el monolito, evitando la aparición de puntos calientes ocasionados generalmente por regeneraciones parciales y no controladas.

3.4. Validación experimental

A continuación se describe la instalación experimental, las características del filtro de partículas empleado y el plan de ensayos llevado a cabo para profundizar en la validación del modelo de transmisión de calor en filtros de partículas diésel de flujo de pared. El objetivo es disponer de resultados experimentales en un amplio rango de operación en condiciones no reactivas en un banco de ensayos. Los ensayos incluyen condiciones de operación con el filtro de partículas diésel limpio y con acumulación de partículas, diferentes niveles de temperatura, flujo continuo en condiciones térmicas estacionarias y transitorias, y flujo pulsante de diferente amplitud y frecuencia para representar un amplio espectro de funcionamiento en motor, tanto aguas arriba como aguas abajo de la turbina.

3.4.1. Descripción de la instalación experimental

Para realizar la validación experimental del submodelo de transmisión de calor se ha utilizado un filtro de partículas diésel cuyas características geométricas se detallan en la tabla 3.2, característico de un motor de 2 litros de cilindrada.

Tabla 3.2. Características geométricas del filtro de partículas diésel de flujo pared utilizado en la validación experimental.

Longitud	m	0.2
Diámetro	m	0.132
Volumen	l	2.74
Sección transversal	m^2	0.0137
Longitud de sellado	mm	3.2
Densidad de celdas	$cpsi$	200
Lado del canal	mm	1.486
Espesor de pared	mm	0.31
Porosidad	%	41.5
Diámetro medio de poro	μm	12
Permeabilidad	m^2	2.49e-13
Número de canales	–	4246
Área de filtrado	m^2	2.5
Volumen cono entrada	cm^3	500
Volumen cono salida	cm^3	450

El filtro de partículas se ha instalado en un banco de flujo pulsante desarrollado por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València. La representación esquemática del banco de ensayos se muestra en la figura 3.10. La instalación experimental consta de un compresor de tornillo de 55 kW que impulsa el aire a través de la instalación. El aire se calienta hasta una temperatura de 400°C al hacerlo pasar por un conjunto de 5 resistencias eléctricas en paralelo situadas a continuación del compresor. Debido al calentamiento que sufre el aire en el proceso de compresión, la instalación dispone además de un intercambiador de calor para realizar ensayos a temperatura menor que la de salida del compresor. Se puede hacer uso de una válvula rotativa con el fin de generar flujo pulsante a la entrada del DPF, simulando condiciones de operación en motor cuando el filtro de partículas se ubica aguas arriba de la turbina. Esta válvula está compuesta por un disco rotativo con 3 orificios, movido por un motor eléctrico. La variación del régimen de este último define la frecuencia de pulsación. Este sistema unido al uso de un by-pass permite controlar la amplitud y la frecuencia del flujo pulsante.

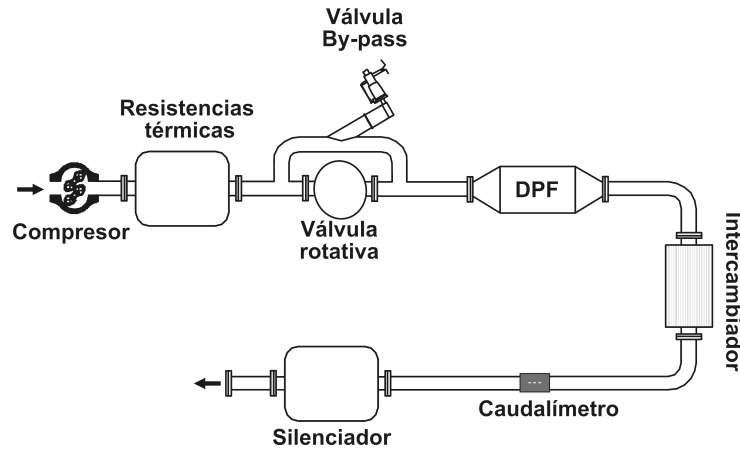


Figura 3.10. Representación esquemática del banco de flujo pulsante.

La instalación y el filtro de partículas fueron instrumentados con una serie de sensores de acuerdo al esquema mostrado en la figura 3.11. En la tabla 3.3 se indican el tipo y las características de los sensores utilizados para medir cada una de las variables de interés.

Tabla 3.3. Instrumentación empleada en la instalación experimental.

Variable medida	Sensor	Rango	Error
Presión media	Piezorresistivo Kistler RAG25	[0 - 5 bar]	$\pm 100 Pa$
Presión instantánea	Piezorresistivo Kistler 4045A	[0 - 5 bar]	$\pm 100 Pa$
Presión instantánea	Piezoeléctrico KISTLER 7031	[0 - 250 bar]	$\pm 0,5 \%$
Temperatura	Termopar tipo K	[-200 - 1200 °C]	$\pm 1^\circ C$
Flujo másico	Caudalímetro ABB FMT700-P	[0 - 720 kg/h]	$\pm 1 \%$

La temperatura del gas se ha medido en los conductos de entrada y salida del filtro de partículas mediante 4 termopares tipo K instalados en la misma sección transversal de cada tubo, a una distancia de 0.9 m del filtro de partículas. Además, introduciendo 3 termopares de 0.5 mm de diámetro en el monolito a través del cono de salida, fue posible el registro de la temperatura del gas en los canales de salida. Estos termopares se instalaron en la mitad de la longitud del monolito, en tres posiciones radiales diferentes: 10, 35 y 60 mm del centro del monolito. Por último, la temperatura de la carcasa exterior se midió por medio de 3 termopares situados a lo largo del filtro.

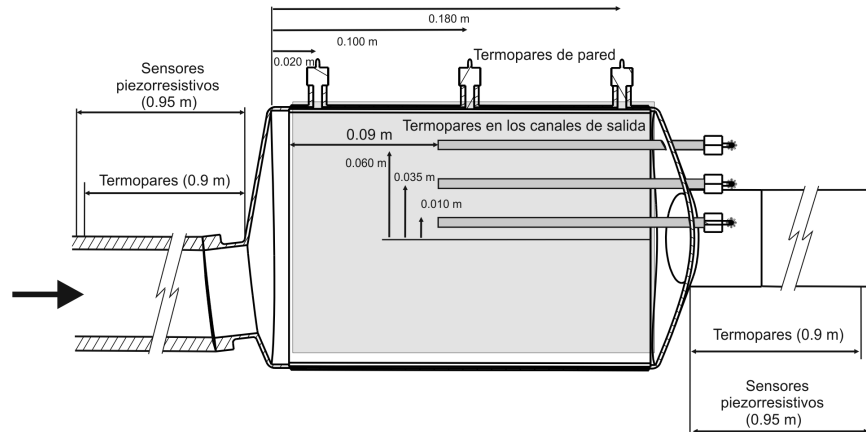


Figura 3.11. Representación esquemática de la localización de los sensores empleados en la validación experimental.

Los pulsos de presión a la entrada y a la salida del filtro se han medido por medio de dos sensores de presión instantánea piezorresistivos KISTLER 4045A situados a 0.95 m del DPF. En la misma sección de ambos tubos, se ha medido también la presión media haciendo uso de un anillo piezométrico en cada conducto y sensores de presión KISTLER RAG25. Ambos tipos de sensores tienen un rango de medida de 0 a 5 bar.

De manera adicional, con el objetivo de evaluar la capacidad de predicción de la respuesta acústica del modelo de filtros de partículas ante flujo caliente y con acumulación de partículas, que se discutirá en el Capítulo 4, se instalaron 3 transductores piezoeléctricos KISTLER 7031. Se situaron tanto aguas arriba como aguas abajo del filtro de partículas a una distancia de 0.45 m , para descomponer las ondas de presión en incidente y reflejada por medio de un método beamforming [26]. Para aplicar este método, que se describirá en el Capítulo 4, es necesario separar los transductores 0.05 m entre sí, ya que una distancia más corta implicaría que las diferencias de presión podrían ser menores que la precisión del sensor, y una distancia mayor no permitiría asumir propagación lineal entre los sensores [27].

Por último, el flujo másico de aire trasegado por el DPF se ha medido con un caudalímetro de hilo caliente ABB FMT700-P. El rango de medida es $0\text{-}720\text{ kg/h}$ con un error máximo del $\pm 1\%$. Por razones de limitación en la temperatura de trabajo, este sensor se encuentra instalado tras un intercambiador de calor que enfría el gas hasta la temperatura ambiente, tal como se muestra en la figura 3.10.

3.4.2. Metodología y plan de ensayos

La primera etapa de la validación experimental está dedicada a evaluar la capacidad del modelo para predecir la distribución de temperatura ante flujo continuo. Las condiciones de operación están establecidas a una temperatura del gas a la entrada del filtro de partículas de 250°C y acumulación de partículas de 22 g/l. Con este fin, se midió la distribución de temperaturas para un rango de flujos máxicos de 150 a 400 kg/h en intervalos de 25 kg/h .

La segunda etapa de la campaña de ensayos tiene como objetivo evaluar la capacidad del modelo para predecir la distribución de temperaturas en condiciones de operación de flujo pulsante. Con este fin, se diseñó un plan de ensayos que cubriera un amplio rango de frecuencia y amplitud de flujo pulsante, de modo que se describieran las condiciones de operación habituales, tanto en la configuración pre-turbo como post-turbo, del filtro de partículas:

- Filtro de partículas con un nivel de acumulación de hollín de 22 g/l. Se realizaron los ensayos para dos flujos máxicos (250 y 375 kg/h) a tres frecuencias y amplitudes distintas, 33, 66 y 100 Hz y 0.12, 0.3 y 0.5 bar, respectivamente. Para evitar la regeneración del filtro de partículas, los puntos de operación descritos se ensayaron a una temperatura del gas de entrada de 250°C.
- Filtro de partículas limpio. Se repitió la misma serie de puntos ensayados que con el filtro de partículas cargado. Además, se realizaron ensayos adicionales con 370°C de temperatura a la entrada del filtro de partículas y 0.5 bar de amplitud de los pulsos de presión para cada una de las frecuencias consideradas en el estudio. Estos ensayos se restringieron al flujo máxico de 375 kg/h dado que los límites de operación de la instalación no permitían alcanzar estos niveles de temperatura con el flujo máxico de 250 kg/h .

Con el objetivo de completar la validación experimental del modelo de transmisión de calor, se ha evaluado la capacidad de predicción de la distribución de temperatura en el filtro durante transitorios térmicos. Esta predicción se vuelve vital cuando se evalúan transitorios de motor con el filtro de partículas ubicado aguas arriba de la turbina, ya que en estas condiciones la temperatura del gas a la salida del filtro fijan la energía disponible a la entrada de la turbina [1, 3, 28]. Por lo tanto, errores en la predicción de dicha temperatura implicarían una incorrecta evaluación de la respuesta de la turbina, y por lo tanto del motor. También es relevante en el modelado de procesos

de regeneración en el DPF [4, 29] o en el análisis de otros sistemas de post-tratamiento que pudieran instalarse aguas abajo del filtro de partículas, como podría ser el caso de sistemas SCR. Debido a las características de la instalación, en concreto al uso de resistencias térmicas de elevada inercia térmica, no ha sido posible aplicar un escalón de temperatura del gas a la entrada del filtro de partículas. Por lo tanto, se realizaron unos transitorios de calentamiento y enfriamiento caracterizados por una dinámica lenta. Los transitorios térmicos ensayados fueron los siguientes:

- Filtro de partículas con un nivel de acumulación de hollín de 22 *g/l*. Se han realizado transitorios térmicos de calentamiento y enfriamiento con flujo continuo y dos flujos másicos de aire, 250 y 375 *kg/h*. En el proceso de calentamiento, la temperatura máxima del aire a la entrada del filtro de partículas ha sido de 315 y 388°C para cada flujo másico, respectivamente. Una vez alcanzada la estabilidad térmica en el filtro de partículas, se realizaron los transitorios térmicos de enfriamiento manteniendo el flujo másico de aire constante.
- Filtro de partículas limpio. Se ha realizado un transitorio térmico de calentamiento del filtro de partículas con flujo continuo, cuyo valor se ha mantenido constante e igual a 250 *kg/h* durante todo el ensayo. La temperatura máxima de entrada del gas ha sido de 300°C, y una vez alcanzada la estabilización térmica se ha llevado a cabo el transitorio de enfriamiento manteniendo constante el flujo másico de aire.

3.4.3. Análisis de los resultados

Dado que se evalúa el mismo filtro de partículas usado en la tesis doctoral de Piqueras [6], se partió de la caracterización realizada en este trabajo. Para modelar los ensayos con flujo continuo, tanto aguas arriba como aguas abajo del filtro de partículas, se han impuesto las presiones medias y las temperaturas del gas en la sección de entrada. Los resultados obtenidos han permitido analizar la capacidad del modelo para reproducir la distribución de temperaturas en el filtro de partículas y la temperatura del gas a la salida de éste.

La figura 3.12(a) muestra la comparación entre datos experimentales y resultados del modelado de la temperatura del gas en la sección de salida del DPF para los diferentes gastos másicos ensayados. Se han aplicado diferentes discretizaciones radiales del monolito, en concreto 1,4 y 10 haces de canales. La figura 3.12(b) representa el error cometido en la predicción de la temperatura

de salida del gas. Éste se ha sido calculado como la diferencia de temperatura medida y modelada dividida entre el rango definido por las condiciones del ensayo, es decir, la temperatura del gas a la entrada (foco caliente) y la temperatura ambiente (foco frío), tal como muestra la ecuación 3.55:

$$Error = \frac{T_{mod} - T_{exp}}{T_{ent} - T_{amb}} \quad (3.55)$$

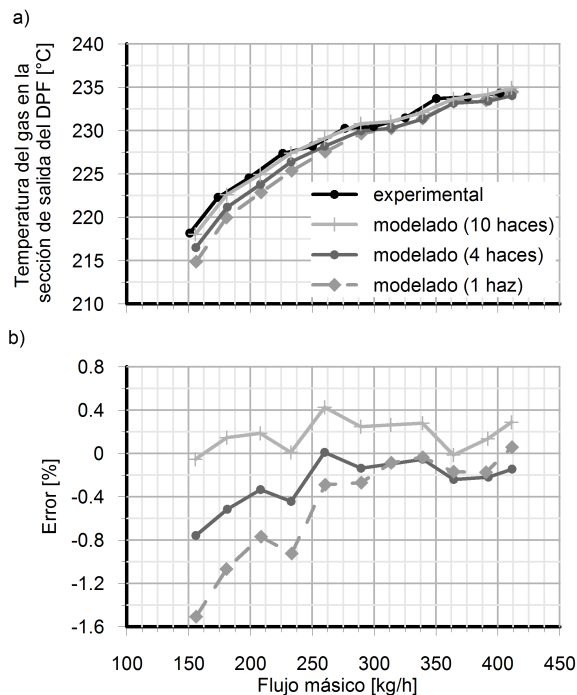


Figura 3.12. Predicción de la temperatura en la sección de salida del filtro de partículas con diferente discretización radial. Flujo continuo a 250°C a la entrada del DPF con un nivel de acumulación de hollín de 22 g/l . Cálculo con 1,4 y 10 haces de canales.

Los resultados representados en la figura 3.12(a) muestran la buena predicción de la temperatura del gas en la sección de salida del filtro de partículas que ofrece el modelo, independientemente del grado de detalle de la discretización radial del monolito. No obstante, como puede verse en la figura 3.12(b), el error aumenta a medida que disminuye el flujo másico y se reduce el número de haces canales. Este resultado, relativo al modelado térmico y la capacidad de predicción fluidodinámica [7], demuestra la idoneidad del modelo de DPF para ser aplicado en el modelado de motores de combustión interna alternativos cal-

culando únicamente un par de canales de entrada y salida del monolito (1 haz de canales). Esta hipótesis está muy extendida, pues permite reducir el coste computacional [6]. Sin embargo, hacer uso de un único par de canales entrada y salida en ocasiones incluye despreciar la transmisión de calor al exterior, de modo que la temperatura del gas a la salida del DPF es sobreestimada [28]. El modelo propuesto supera este inconveniente, lo que es crítico en el modelado de la configuración pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento, por su importancia al determinar la temperatura de entrada a la turbina [1, 30].

Si el objetivo es predecir con mayor detalle el comportamiento térmico a lo largo de todo el filtro de partículas, se hace necesario incluir más haces de canales. La figura 3.13(a) representa la comparación entre datos experimentales y resultados de modelado de la temperatura del gas en los canales de salida, a 0.09 m del sellado de los canales de salida en función de la localización radial. Al igual que en la figura 3.12, puede observarse el descenso de la temperatura a medida que el flujo másico se reduce. Este resultado pone de manifiesto que la transmisión de calor por conducción, relacionada con el tiempo de residencia, tiene mayor importancia que la transmisión de calor por convección.

Como puede observarse en la figura 3.13(a), el uso de 10 haces de canales (1.32 cm de malla radial) ofrece una predicción detallada de la temperatura del gas en el interior de los canales, con un margen de error del $\pm 1\%$. De esta manera, aumenta la confianza en la predicción que hace el modelo de la temperatura de pared en los canales del monolito, representada en la figura 3.13(b). Este resultado certifica al modelo para realizar estudios de regeneración, ya que es la temperatura de pared del monolito la que controla la dinámica de dicho proceso [4]. La figura 3.13(b) muestra que la reducción de la temperatura de pared con respecto al núcleo del monolito alcanza 50°C en la región en contacto con el aislante, aún cuando la temperatura del gas a la entrada del filtro de partículas es baja (250°C), e incrementándose a medida que se reduce el flujo másico.

La figura 3.14 muestra la distribución axisimétrica de la temperatura de pared del substrato del monolito operando con un elevado flujo másico (375 kg/h) en condiciones pulsantes (0.3 bar de amplitud y 66.6 Hz) y elevada temperatura del gas a la entrada del filtro de partículas (370°C). Como era de esperar, la caída de temperatura en la dirección radial es mayor a la obtenida en los casos mostrados en la figura 3.13 debido al mayor gradiente térmico respecto a la temperatura ambiente. La reducción de temperatura en la dirección axial se muestra despreciable con respecto al efecto de la conducción térmica radial. La gran reducción de temperatura que se obtiene en la dirección radial subraya su potencial influencia sobre las conclusiones que se podrían obtener

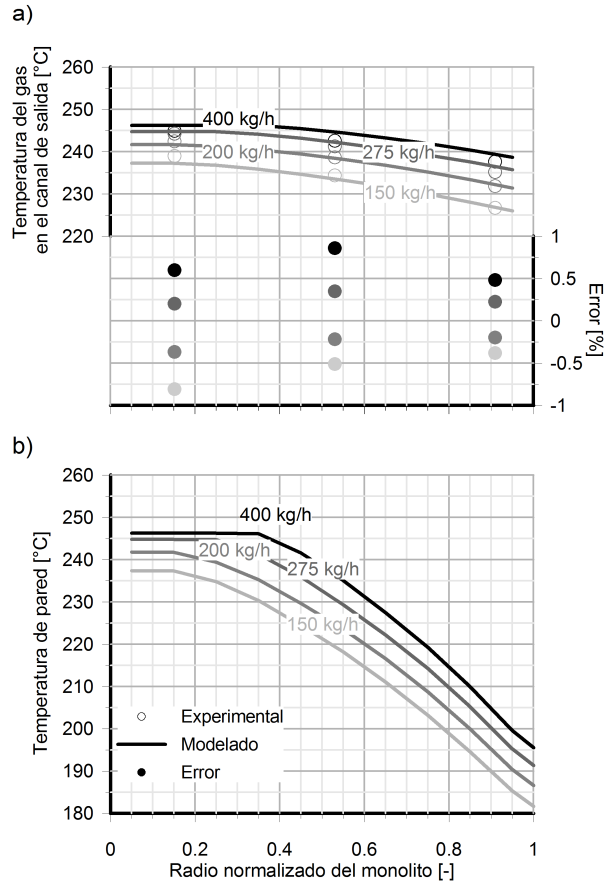


Figura 3.13. Predicción de la temperatura en los canales de salida del monolito en función de la localización radial y del substrato poroso a 0.09 m del sellado. Flujo continuo a 250°C a la entrada de filtro de partículas con una acumulación de hollín de 22 g/l. Cálculo con 10 haces de canales.

en estudios sobre la reactividad de las partículas de hollín, la identificación del punto de ignición de la regeneración, la predicción de puntos calientes, etc. Estos resultados confirman la necesidad indicada por otros autores [31] de corregir hacia modelos con capacidad de predicción térmica, acoplados al mismo tiempo a la solución fluidodinámica en la escala geométrica de los canales del monolito.

Mostrados los buenos resultados obtenidos con respecto a la capacidad de predicción en el interior de monolito y salida del filtro, a continuación se evalúan las prestaciones del modelo en la pared exterior del filtro de partículas.

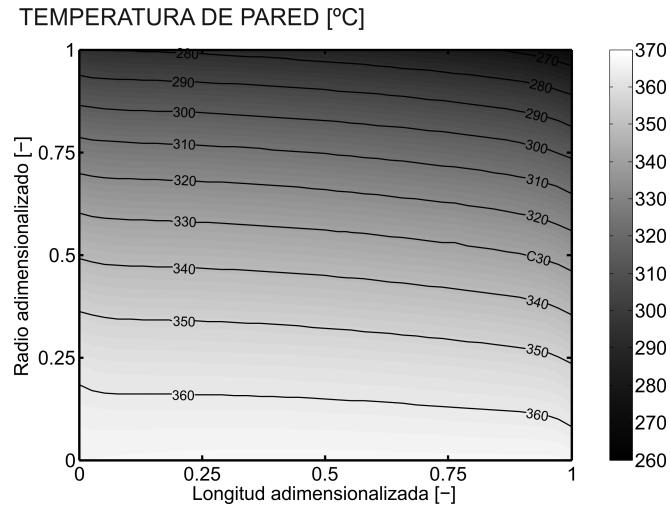


Figura 3.14. Distribución axisimétrica de la temperatura de pared del sustrato. Flujo pulsante (0,3 bar de amplitud y 66,6 Hz de frecuencia) a una temperatura de entrada de 370°C y flujo másico de 375 kg/h. Cálculo con 10 haces de canales.

Algunos de los resultados obtenidos se muestran en la figura 3.15. La correcta predicción de esta temperatura es muy importante a la hora de tener en cuenta en el diseño del aislamiento térmico, análisis de pre-enfriamiento de EGR por camisas en colector de escape multifuncionales [32, 33] y diseño de filtros de partículas con recuperación de calor [34]. Como puede observarse en la figura 3.15, para una discretización radial de 10 e incluso sólo 4 haces de canales, el modelo proporciona una predicción muy precisa, describiendo la tendencia parabólica de la temperatura de pared exterior a lo largo de toda la carcasa metálica. Ésto es posible gracias a la inclusión de la transmisión de calor por conducción entre la carcasa exterior y los conductos y conos de entrada y salida del DPF, tal como se ha indicado en la definición del modelo. El gradiente de temperatura de pared que se obtiene entre los extremos y el centro de la carcasa exterior del filtro de partículas indica la conveniencia de hacer uso de materiales de elevada conductividad térmica, con el fin de evitar cargas térmicas externas distribuidas no homogéneamente que pudieran afectar a la posición y sellado del aislante, lo que podría acabar dañando el monolito cerámico.

Los resultados obtenidos por el modelo ante condiciones de operación con flujo pulsante se detallan en las tablas 3.4 y 3.5. La primera de ellas muestra la predicción de la temperatura media del gas en la sección de salida del filtro de

partículas aportada por el modelo, y su comparación con el valor medio medido para diferentes flujos máscicos. La frecuencia de los pulsos es de 66,6 Hz para todos los puntos de operación considerados, lo que corresponde a un régimen de 2000 rpm en un motor de 4 cilindros. La amplitud de los pulsos es de 0.3 bar, lo que se encuentra dentro del orden de magnitud de colectores de escape con ubicación pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento.

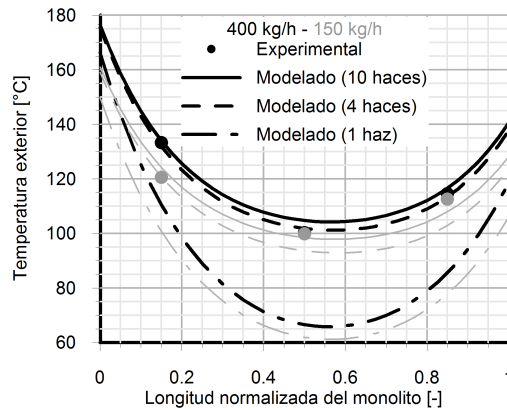


Figura 3.15. Predicción de la temperatura de pared exterior de la carcasa del filtro de partículas. Flujo continuo a 250°C a la entrada de filtro de partículas con una acumulación de hollín de 22 g/l. Cálculo con 1,4 y 10 haces de canales.

El error en la predicción de la temperatura de salida no sobrepasa el 1%, cualquiera que sea el flujo máscico estudiado, nivel de acumulación del DPF y temperatura de entrada. Los datos mostrados en la tabla, tanto experimentales como de modelado, también indican la pequeña influencia del nivel de acumulación de hollín (incluso siendo éste muy elevado) en la pérdida de temperatura que tiene lugar en el filtro de partículas. La acumulación de partículas produce una reducción de temperatura del gas de 2°C para la amplitud y frecuencia mostrados. Este resultado es acorde con el cálculo de la conductividad térmica radial efectiva del monolito propuesto en la ecuación 3.53, que indica un ligero incremento de su valor a medida que crece la capa de partículas, proporcionando al modelo la capacidad de reproducir este efecto sobre la transmisión de calor.

La tabla 3.5 resume la predicción de la temperatura del gas a la salida del filtro para todas las amplitudes y frecuencias de flujo pulsante ensayadas ante unas condiciones de flujo máscico de 375 kg/h, 250 °C de temperatura de entrada y para las dos condiciones de acumulación del filtro de partículas. De nuevo, la diferencia de temperatura del gas en la sección de salida del filtro

Tabla 3.4. Predicción de la temperatura del gas en la sección de salida del DPF en función de la acumulación de partículas, flujo másico de aire y temperatura del gas en la sección de entrada. Flujo pulsante con amplitud y frecuencia de pulso de 0,3 bar y 66,6 Hz respectivamente. Cálculo con 10 haces de canales.

Flujo másico [kg/h]	T_{ent} [°C]	DPF limpio			DPF cargado		
		T_{sal}		Error	T_{sal}		Error
		Exp. [°C]	Mod. [°C]	[%]	Exp. [°C]	Mod. [°C]	[%]
250	250	235.4	234.8	-0.28	231.4	232.5	0.50
375	250	239.4	238.7	-0.32	237.5	237.7	0.09
375	370	351.4	347.8	-1.07			

Tabla 3.5. Predicción de la temperatura del gas en la sección de salida del DPF en función de la acumulación de partículas y las características del flujo pulsante (frecuencia y amplitud). Flujo pulsante a una temperatura de entrada de 250°C y flujo másico de 375 kg/h. Cálculo con 10 haces de canales.

Fr [Hz]	A [bar]	DPF limpio			DPF cargado		
		T_{sal}		Error	T_{sal}		Error
		Exp. [°C]	Mod. [°C]	[%]	Exp. [°C]	Mod. [°C]	[%]
33.3	0.5	239.9	242.2	1.06	237.7	237.4	-0.14
	0.3	239.2	239.9	0.32	237.5	237	-0.23
	0.12	238	237.5	-0.23	236	235.8	-0.09
66.6	0.5	241.4	240.3	-0.50	237.8	237.2	-0.28
	0.3	239.4	238.7	-0.32	237.5	237.7	0.09
	0.12	237.8	237.5	-0.14	236	235.9	-0.05
100	0.5	239.9	239.1	-0.37	237.6	237.7	0.05
	0.3	238.7	237.9	-0.37	237.1	237.2	0.05
	0.12	237.8	237.9	0.05	235.9	236.3	0.18

de partículas entre condiciones limpias y con acumulación es de nuevo alrededor de 2°C, tanto para los datos experimentales como para los resultados del modelo. Asimismo, los resultados experimentales no muestran apenas influencia de la frecuencia de pulsación en la transmisión de calor en el filtro de partículas. Sin embargo, el aumento de la amplitud de los pulsos reduce la transmisión de calor entre el gas y el monolito. Aunque el incremento de temperatura es también reducido en este caso, el modelo de transmisión de calor propuesto y su acoplamiento al modelo fluidodinámico, bajo las hipótesis de flujo no-estacionario y compresible, muestran la sensibilidad adecuada para reproducir este fenómeno.

Finalmente, la figura 3.16 recoge el análisis de la capacidad predictiva del modelo durante transitorios térmicos, tanto de calentamiento, mostrados en los gráficos (a), (c) y (e), como de enfriamiento, mostrados en los gráficos (b), (d) y (f).

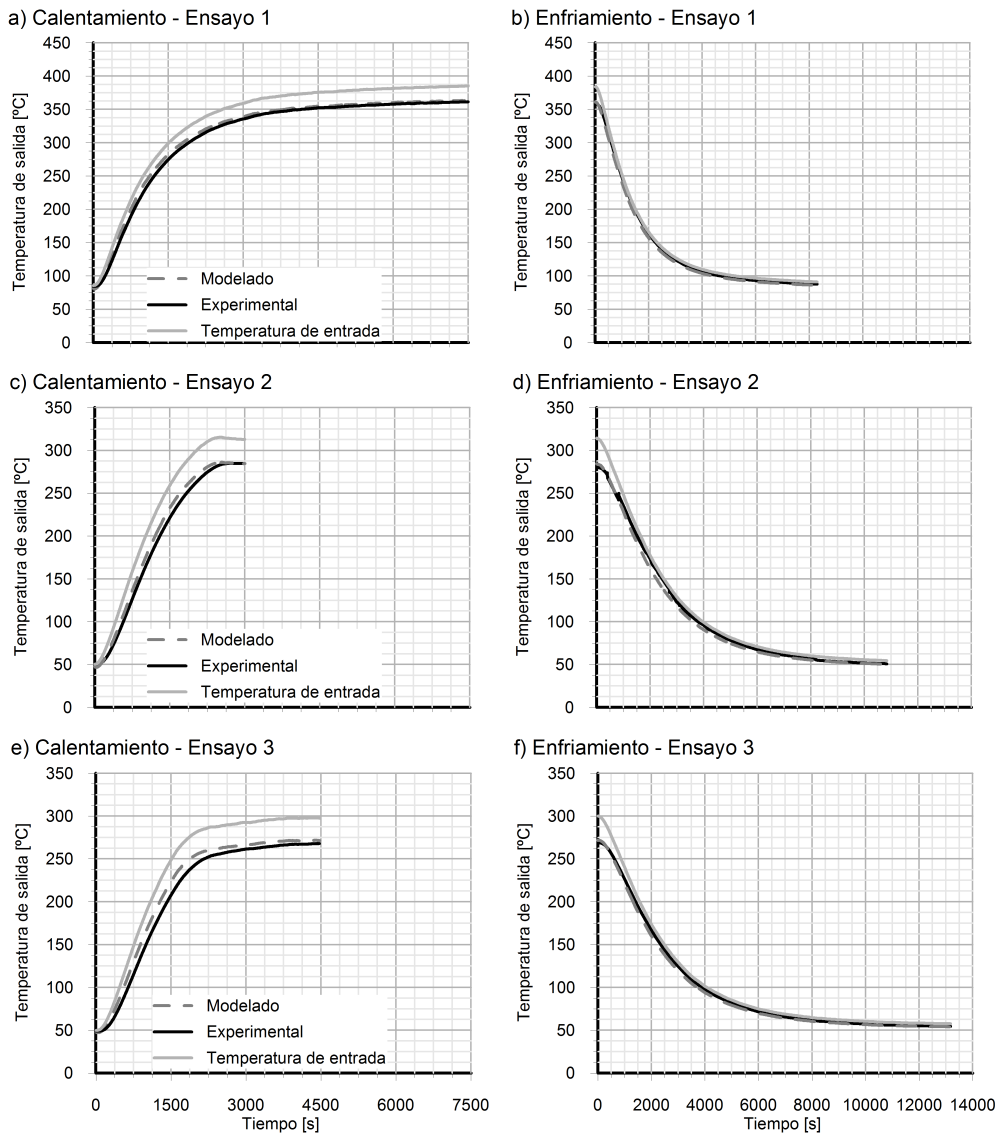


Figura 3.16. Predicción de la temperatura de salida durante transitorios térmicos de calentamiento y enfriamiento. Cálculo con 1 haz de canales.

Se han realizado tres ensayos en condiciones de flujo estacionario. La duración de los transitorios térmicos es principalmente dependiente del control de la sala de ensayos y de la inercia térmica de la instalación, especialmente de las resistencias térmicas. Ello hace imposible imponer un salto brusco de temperatura del gas a la entrada del filtro de partículas. Otros factores que afectan a la duración del transitorio térmico son la temperatura máxima del gas a la entrada del filtro de partículas (ensayo 1 a 388°C y DPF limpia; ensayo 2 a 315°C y DPF limpia; ensayo 3 a 300°C y DPF cargada (22 g/l)) y flujo másico (375 kg/h en el caso del ensayo 1 y 200 kg/h en el caso de los ensayos 2 y 3). Las simulaciones se han realizado imponiendo la temperatura del gas a la entrada del DPF, que ha sido discretizado con un sólo haz de canales para reducir el tiempo de cálculo.

Los resultados arrojados por el modelado de los transitorios térmico reflejan la gran capacidad de reproducción de la temperatura del gas a la salida del DPF, tanto durante procesos de calentamiento como de enfriamiento a diferentes flujos másicos y condiciones de acumulación. De esta manera, se podrían realizar con confianza evaluaciones de respuesta del motor durante procesos de operación transitoria con configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento, o análisis de sistemas de post-tratamiento con sistemas SCR aguas abajo del DPF.

3.5. Resumen

En el presente capítulo se ha abordado la validación experimental del modelo de transmisión de calor para filtros de partículas diésel de flujo de pared. Ello ha permitido evaluar las capacidades de predicción del modelo en las condiciones de operación propias de los motores Diesel, más concretamente en las que se dan en la configuración pre-turbo del filtro de partículas en las que la amplitud de los pulsos es elevada.

En primer lugar se describió el modelo de filtros de partículas diésel de flujo de pared, usado en todos los trabajos de modelado de esta tesis y que contiene el modelo de transmisión de calor nodal. La capacidad del modelo de discretizar el monolito en haces de canales concéntricos permite tener en cuenta la transmisión de calor radial, bajo la hipótesis de distribución axisimétrica. Se ha considerado la acumulación de hollín en dicho cálculo, con un efecto sobre la conductividad radial muy bajo, que ha sido confirmado por los resultados experimentales y predicho con precisión por el modelo.

El estudio de validación experimental ha consistido en el ensayo en un banco de flujo. El DPF sujeto a estudio es característico de un motor de 2 litros

de cilindrada y que se ha expuesto a diferentes condiciones de operación: filtro de partículas limpio y cargado, flujo continuo en condiciones térmicas estacionarias y transitorias y flujo pulsante. Posteriormente se modeló la totalidad de los puntos ensayados, analizando la capacidad del modelo de predecir la distribución de temperaturas en el monolito, la carcasa exterior y a la salida del filtro de partículas.

Los resultados del modelado ante condiciones de operación con flujo continuo han mostrado una gran precisión en la predicción de la temperatura de salida del filtro, aún con una discretización radial del monolito muy gruesa (1 y 4 haces de canales). Este resultado valida al modelo para su uso acoplado con un modelo de motor, ya que un número reducido de haces de canales reduce notablemente el esfuerzo computacional.

Para un análisis más detallado de la distribución de temperaturas en el interior del monolito es necesario aumentar el número de haces de canales. Los resultados del modelado de la temperatura del gas en el interior de los canales de salida del monolito mostraron una gran precisión, con errores no superiores al 1%. Estos resultados validan a su vez la predicción de la distribución de temperatura de pared en el substrato poroso, magnitud clave en el análisis de la dinámica de los procesos de regeneración. Otro parámetro muy importante en el modelado del filtro de partículas es la temperatura de la carcasa exterior, por su relación con las prestaciones del aislamiento que en cada caso se pueda proponer. De este modo, el modelo mostró gran precisión aún con una discretización radial de 4 haces de canales. La inclusión de la transmisión de calor entre los conductos de entrada y salida, los conos y la carcasa exterior, permitieron ha permitido reproducir la distribución parabólica de la temperatura de pared a lo largo de la carcasa del monolito.

En el caso de condiciones de operación con flujo pulsante, el modelo sigue ofreciendo una gran precisión, con errores en la predicción de la temperatura del gas en la sección de salida que se encuentran en el orden del 1%. Además, los resultados experimentales mostraron la baja influencia que tiene la presencia de la capa de partículas sobre la transmisión de calor entre el gas y el filtro de partículas. No obstante, las pequeñas diferencias existentes se han predicho con precisión por el modelo, lo que avala de nuevo los resultados obtenidos. Asimismo, se observó la nula influencia de la frecuencia del flujo pulsante en la transmisión de calor. Sin embargo, el aumento de la amplitud de los pulsos de presión reduce la pérdida de temperatura del gas a su paso por el sistema y esto se justifica por la reducción del tiempo de residencia del flujo debido a las mayores velocidades instantáneas.

En cuanto a la predicción de la temperatura del gas durante transitorios térmicos, el modelo ha demostrado ser capaz de seguir la dinámica de variación de temperatura tanto en procesos de calentamiento como de enfriamiento. Debido a la larga duración del ensayo, se hizo necesario discretizar el monolito con un único haz de canales para preservar el coste computacional. Este interesante resultado confirma la idoneidad del modelo de DPF para su uso acoplado a otros sistemas, como puede ser el caso de motor con configuración pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento, donde la evaluación de la temperatura a la entrada de la turbina es directamente dependiente del modelado de los sistemas de post-tratamiento.

Bibliografía

- [1] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Assessment by means of gas dynamic modelling of a pre-turbo diesel particulate filter configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225 (9), pp. 1134–1155, 2011.
- [2] Payri F., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Performance analysis of a turbocharged Heavy Duty Diesel Engine with a pre-turbo diesel particulate filter configuration”. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 4 (2), pp. 2559–2575, 2011.
- [3] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso Ó. “Analysis of Heavy-Duty turbocharged diesel engine response under cold transient operation with a pre-turbo aftertreatment exhaust manifold configuration”. *International Journal of Engine Research*, doi:10.1177/1468087412457670, 2012.
- [4] Bisset E.J. “Mathematical model of the thermal regeneration of a wall-flow monolith diesel particulate filter”. *Chemical Engineering Science*, Vol. 39 n° 7-8, pp. 1233–1244, 1984.
- [5] Kostoglou M., Housiada P. y Konstandopoulos A.G. “Multi-channel simulation of regeneration in honeycomb monolith diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science*, Vol. 58, pp. 3273–3283, 2003.
- [6] Piqueras P. *Contribución al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas diesel de flujo de pared*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2010.
- [7] Torregrosa A.J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P. “A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters”. *Energy*, Vol. 36, pp. 671–684, 2011.
- [8] “www.openwam.org”. Página web de OpenWAM, CMT-Motores Térmicos, Universitat Politècnica de València, 2012.
- [9] Galindo J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P. “Description and analysis of a one-dimensional gas-dynamic model with Independent Time Discretization”. *Proceedings*

- of the ASME Internal Combustion Engine Division 2008 Spring Technical Conference ICES2008, 2008.
- [10] Benson R.S., Annand W.J.D. y Baruah P.C. “A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four stroke cycle spark ignition engine”. *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 17, pp. 97–124, 1975.
- [11] Winterbone D.E. y Pearson R.J. “A solution of the wave equations using real gases”. *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 34 n° 12, pp. 917–932, 1992.
- [12] Konstandopoulos A.G. y Johnson J.H. “Wall-flow diesel particulate filters - Their pressure drop and collection efficiency”. *SAE Technical Paper 890405*, 1989.
- [13] Opris C.N. y Johnson J.H. “A 2-D computational model describing the flow and filtration characteristics of a ceramic Diesel particulate trap”. *SAE Technical Paper 980545*, 1998.
- [14] Guo Z. y Zhang Z. “A one-dimensional numerical model for diesel particulate trap performance study during loading and regeneration”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 6 n° 3, pp. 247–262, 2005.
- [15] Serrano J.R., Climent H., Piqueras P. y García-Afonso O. “Analysis of shock capturing methods for chemical species transport in unsteady compressible flow”. *Mathematical and Computer Modelling*, doi:10.1016/j.m.c.m.2011.026, 2012.
- [16] Ilicali C., Çetin M. y Cetin S. “Methods for the freezing time of ellipses”. *Journal of Food Engineering*, Vol. 28, pp. 361–372, 1996.
- [17] Haralampous O. y Koltsakis G.C. “Intra-layer temperature gradients during regeneration of diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science*, Vol. 57, pp. 2345–2355, 2002.
- [18] Groppi G. y Tronconi E. “Continuous vs. discrete models of non-adiabatic monolith catalyst”. *AIChE Journal*, Vol. 42, pp. 2382–2387, 1996.
- [19] Galindo J., Luján J.M., Serrano J.R., Dolz V. y Guilain S. “Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged Diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26 n° 1, pp. 66–76, 2006.
- [20] Vortruba J., Mikus O., Nguen K., Hlavacek V. y Skrivanek J. “Heat and mass transfer in honeycomb catalyst -II”. *Chemical Engineering Science*, Vol. 30, pp. 201–206, 1975.
- [21] Churchill S.W. y Bernstein M. “A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow”. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 300–306, 1977.
- [22] Dolz V. *Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCIA y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2006.
- [23] Holman J.P. *Transferencia de calor*. McGraw-Hill, Interamericana de España, 1998.

-
- [24] “www.ceramics.nist.gov”. Ceramics WebBook, NIST Property Data Summaries, 2009.
- [25] “www.thermalceramics.com”. Thermal Ceramics, Division of the Morgan Crucible Company, UK, 2009.
- [26] Piñero G., Vergara L., Desantes J.M. y Broatch A. “Estimation of velocity fluctuations in internal combustion engine exhaust systems through beam forming techniques”. *Measurement Science and Technology*, Vol. 11, pp. 1585–1595, 2000.
- [27] Torregrosa A.J., Broatch A., Climent H. y T. Fernandez. “Time-domain modelling of turbo-compressors in DI diesel engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220, pp. 445–457, 2006.
- [28] Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D. “Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach”. *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.
- [29] Konstandopoulos A.G. “Update on simulation of Diesel particulate emission control systems”. Ulysses. Modelling and Simulation Workshop. The future propulsion as One System, Cracow, May 2009.
- [30] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Influence of DPF soot loading on engine performance with a pre-turbo aftertreatment exhaust line”. *SAE Technical Paper 2012-01-0362*, 2012.
- [31] Bensaid S., Marchisio D. L. y Fino D. “Numerical simulation of soot filtration and combustion within diesel particulate filters”. *Chemical Engineering Science*, Vol. 65 (1), pp. 357–363, 2010.
- [32] Desantes J.M., Galindo J., Payri F. y Serrano J.R. “Colector de escape de un motor alternativo turbo sobrealimentado”. Patent Application PCT/ES2010/000050, 2009.
- [33] Desantes J.M., Payri F., Piqueras P. y Serrano J.R. “Sistema para integrar el post-tratamiento de los gases de combustión en el colector de escape de los MCI Diesel turbo-sobrealimentados”. Patent Application PCT/ES2012/070589, 2012.
- [34] Zarvalis D., Vlachos N., Lorentzou S. y Konstandopoulos A.G. “Development of a multi-functional reactor with integrated heat recovery capability”. *Proceedings of GPC 2009, vol. 53 [CD-ROM], Global powertrain congress: June 23–24, Vaals, The Netherlands.*, 2009.

Capítulo 4

Pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín

Contenido

4.1. Introducción	99
4.2. Modelo de pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín	100
4.2.1. Permeabilidad de la pared porosa	101
4.2.2. Permeabilidad de la capa de partículas	104
4.2.3. Metodología e hipótesis de cálculo	104
4.3. Validación experimental de las curvas de acumulación de hollín	107
4.4. Validación experimental ante flujo estacionario y no estacionario	116
4.4.1. Ensayo en banco de flujo estacionario	116
4.4.2. Ensayo en banco de impulsos	119
4.4.3. Ensayo en banco de flujo pulsante	127
4.5. Resumen	139
Bibliografía	141

4.1. Introducción

Dado que la presente tesis tiene como objetivo el análisis de las interacciones termofluidodinámicas entre motores Diesel sobrealimentados y filtros de

partículas, se hace necesario la evaluación de dicho acoplamiento ante diferentes niveles de acumulación de hollín en el DPF. Por lo tanto, disponer de una herramienta de cálculo capaz de reproducir la influencia de este fenómeno sobre la pérdida de presión del DPF es importante, ya que permitirá, en última instancia, evaluar la influencia sobre las prestaciones del motor. De este modo, en el presente capítulo se va a describir un modelo de predicción de pérdida de presión en filtros de partículas diésel de flujo de pared con acumulación de hollín. Éste será capaz de calcular la evolución de la permeabilidad tanto en la pared porosa como en la capa de partículas en función del nivel de acumulación de hollín presente en cada momento. Dicho modelo está basado en una aproximación del medio poroso como un lecho de partículas esféricas, tanto para la pared porosa como para la capa de partículas. Para ello, se hace necesario describir los parámetros micro-estructurales tanto en la pared porosa como en la capa de partículas, asumiendo una serie de hipótesis que salvan la carencia de información proveniente del proceso de filtrado.

Una vez descrito el modelo, se procederá a su validación experimental. Para ello, primeramente se reproducirá con el modelo diferentes procesos de acumulación de hollín en el DPF, evaluando la capacidad de éste de reproducir la pérdida de presión en los dos regímenes de filtrado, en lecho profundo y filtrado superficial. Estos procesos de modelado permitirán obtener conclusiones de valores representativos de los parámetros que definen la micro-estructura tanto de la pared porosa como de la capa de partículas en función del flujo másico y de la masa de hollín, discutiéndolos y comparándolos con los apuntes existentes en la literatura. Seguidamente, se hará uso de información proveniente de ensayos experimentales en los que se ha ensayado el DPF con flujo másico estacionario y pulsante, variando la temperatura del gas y masa de hollín. Esto permitirá determinar la capacidad del modelo de reproducir la respuesta dinámica del filtro de partículas tanto en dominio temporal como de la frecuencia, comparándolo frente a resultados experimentales.

4.2. Modelo de pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín

El modelo que se propone para el cálculo de la pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín está basado en la aproximación de ambos medios porosos como un lecho de partículas esféricas. De esta manera, el medio poroso queda representado por unidades celulares de geometría esférica [1], tal como se puede observar en la figura 4.1. A su vez, cada una de las unidades celulares contiene una unidad colectora alrededor de la cual quedan retenidas las

partículas del gas que atraviesan el medio poroso. A medida que estas partículas se acumulan, van variando las propiedades microestructurales del medio poroso: diámetro de la unidad colectora, diámetro medio de poro, porosidad y permeabilidad.

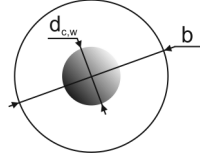


Figura 4.1. Representación esquemática de la unidad colectora contenida en la unidad celular.

4.2.1. Permeabilidad de la pared porosa

La permeabilidad del substrato es dependiente de su estructura porosa, es decir, de la porosidad, diámetro medio de poro, acumulación de hollín y del efecto de deslizamiento del flujo. Considerando que la estructura granular de los filtros cerámicos se asemeja a la morfología de lecho de partículas esféricas [1], la permeabilidad de un DPF limpio se puede relacionar con la estructura de la pared porosa y las propiedades del flujo según la ecuación 4.1:

$$k_{w_0} = f_K(\varepsilon_{w_0}) d_{c,w_0}^2 SCF_{w_0}, \quad (4.1)$$

donde ε_{w_0} es la porosidad del substrato de la pared porosa limpia, d_{c,w_0} es el diámetro de la unidad colectora limpia y $f_K(\varepsilon_{w_0})$ es la función geométrica de Kubawara, en la que se ha tenido en cuenta el factor de tortuosidad de valor 3.25 propuesto por Konstandopoulos [2]:

$$f_K(\varepsilon_{w_0}) = \frac{0,02 \left(2 - \frac{9}{5} (1 - \varepsilon_{w_0})^{\frac{1}{3}} - \varepsilon_{w_0} - \frac{1}{5} (1 - \varepsilon_{w_0})^2 \right)}{(1 - \varepsilon_{w_0})} \quad (4.2)$$

En un lecho de partículas esféricas, el diámetro medio de poro es una función de la porosidad y del diámetro de la unidad colectora:

$$d_{p,w_0} = \frac{2}{3} \left(\frac{\varepsilon_{w_0}}{1 - \varepsilon_{w_0}} \right) d_{c,w_0} \quad (4.3)$$

Como ya se adelantó en el Capítulo 2, SCF_{w_0} es el factor corrector de Stokes-Cunningham, definido según la ecuación 4.4:

$$SCF = 1 + Kn_{w_0} \left(1,257 + 0,4e^{\frac{-1,1}{Kn_{w_0}}} \right), \quad (4.4)$$

definiéndose el número de Knudsen como:

$$Kn_{w_0} = \frac{2\lambda}{d_{p,w_0}} \quad (4.5)$$

Las partículas quedan retenidas alrededor de la unidad colectora produciendo un cambio en las propiedades locales debido al crecimiento del diámetro de ésta. En la literatura, se asume que estas partículas se depositan uniformemente alrededor de la unidad colectora, causando su crecimiento y manteniendo una forma perfectamente esférica [3]:

$$d_{c,w} = 2 \left[\left(\frac{d_{c,w_0}}{2} \right)^3 + \frac{3}{4\pi} \frac{m_{p_b}}{\rho_{p,w}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.6)$$

En la ecuación 4.6, m_{p_b} es la masa de hollín depositada alrededor de la unidad colectora y dentro de la unidad celular, y $\rho_{p,w}$ es la densidad aparente del hollín en la pared porosa. Hay que destacar que esta densidad de empaquetado del hollín no es un valor real, sino que es el valor de densidad que debe tener el hollín en el interior de la pared porosa para mantener una forma perfectamente esférica alrededor de la unidad colectora [4]. Es un parámetro que permite obtener el diámetro hidrodinámico de la unidad colectora, el cual fija la permeabilidad que determina la pérdida de presión.

Dado que los agregados de partículas presentan irregularidades geométricas, definidas por la dimensión fractal [5], el modelo propuesto en esta tesis considera $\rho_{p,w}$ como la densidad de los agregados en el interior de la pared porosa, es decir, en el interior de la unidad celular. La densidad aparente del hollín en la unidad celular, que es función del diámetro hidrodinámico de la unidad colectora durante el proceso de acumulación, se obtiene multiplicando $\rho_{p,w}$ por un factor de forma (χ). De este modo, se propone un crecimiento de la unidad colectora dado por la ecuación 4.7, que ahora es función de la masa de hollín depositada y del factor de forma

$$d_{c,w} = 2 \left[\left(\frac{d_{c,w_0}}{2} \right)^3 + \frac{3}{4\pi} \frac{m_{p_b}}{\chi \rho_{p,w}} \right]^{\frac{1}{3}}, \quad (4.7)$$

donde χ es el factor de forma cuyo intervalo de variación es $0 < \chi \leq 1$. Valores reducidos de χ representan una deposición irregular de los agregados

de partículas alrededor de la unidad colectora, mientras que un valor unidad correspondería a un crecimiento esférico perfecto de ésta.

El cambio en el tamaño de la unidad colectora a medida que el hollín se acumula en la pared porosa implica una variación de las propiedades del sustrato: porosidad (ε_w), diámetro medio de poro ($d_{p,w}$) y permeabilidad (k_w). Dado que el diámetro de la unidad celular (b) es constante, se cumple que

$$b = \frac{d_{c,w_0}}{(1 - \varepsilon_{w_0})^{\frac{1}{3}}} = \frac{d_{c,w}}{(1 - \varepsilon_w)^{\frac{1}{3}}}, \quad (4.8)$$

de modo que la evolución de la porosidad durante el proceso de acumulación se obtiene como:

$$\varepsilon_w = 1 - \left(\frac{d_{c,w}}{b} \right)^3 \quad (4.9)$$

Conocidos los valores de la porosidad y diámetro de la unidad colectora, la evolución del diámetro medio de poro viene dado por la ecuación 4.10 [3]:

$$d_{p,w} = \frac{2}{3} \left(\frac{\varepsilon_w}{1 - \varepsilon_w} \right) d_{c,w} \quad (4.10)$$

Definidas las variaciones de la porosidad y del diámetro medio de poro para un nivel de acumulación de hollín dado, la permeabilidad vendría definida por [3]

$$k_w = f_K(\varepsilon_w) d_{c,w}^2 SCF_w, \quad (4.11)$$

considerando el valor del factor corrector de Stokes-Cunningham para dichas condiciones de acumulación.

Durante la fase de filtrado en lecho profundo, el diámetro de la unidad colectora crece acercándose al diámetro de la unidad celular. Asumiendo un crecimiento esférico, esta fase de filtrado finaliza cuando el coeficiente de saturación (θ), definido en la ecuación 4.12 alcanza el valor unidad:

$$\theta = \frac{d_{c,w}^3 - d_{c,w_0}^3}{(\psi b)^3 - d_{c,w_0}^3} \quad (4.12)$$

En la ecuación 4.12, ψ es el factor de percolación que determina el diámetro máximo que puede ser ocupado por las partículas. El valor de este factor suele

estimarse a partir de datos experimentales para ajustar el modelo, pero se puede tratar de predecir también a partir de técnicas de modelado descritas por Konstandopoulos [6]. De esta manera, la fase de filtrado en lecho profundo finaliza cuando el diámetro de la unidad colectora alcanza el valor de ψb .

4.2.2. Permeabilidad de la capa de partículas

Finalizado el filtrado en lecho profundo con la saturación de la pared porosa, comienza el filtrado superficial con la consiguiente formación de la capa de partículas. De la misma forma que en el caso de filtrado en lecho profundo, el modelo considera la capa de partículas representada como un lecho de partículas esféricas, tal como proponen diversos autores como Konstandopoulos [7], Masoudi [8] o Johnson [4]. De este modo, la permeabilidad de la capa de partículas se define como:

$$k_{cp} = f_K(\varepsilon_{cp}) d_{c,cp}^2 SCF_{cp} \quad (4.13)$$

En este caso, el SCF se calcula a partir del número de Knudsen basado en el diámetro de los poros formados en la capa de partículas:

$$Kn_{cp} = \frac{2\lambda}{d_{p,cp}} \quad (4.14)$$

$$d_{p,cp} = \frac{2}{3} \left(\frac{\varepsilon_{cp}}{1 - \varepsilon_{cp}} \right) d_{c,cp} \quad (4.15)$$

La porosidad define la densidad de la capa de partículas a partir de la densidad del carbón como:

$$\rho_{cp} = \rho_C (1 - \varepsilon_{cp}) \quad (4.16)$$

4.2.3. Metodología e hipótesis de cálculo

El modelo propuesto tendría la capacidad de calcular la permeabilidad en cada instante de cálculo en la pared porosa con resolución axial si se aplicase de forma conjunta con un modelo de filtrado que calcule la masa de hollín retenida. De esta forma, es posible predecir la pérdida de presión durante la fase de filtrado en lecho profundo. En el caso de la fase de filtrado superficial, se hace necesario estimar la porosidad y el diámetro de la unidad colectora

característica que fija la permeabilidad y por tanto la pérdida de presión. Actualmente existe una carencia de técnicas de predicción de dichas propiedades y el modelado de crecimiento de la capa de partículas posee un coste computacional notable, así como muy dependiente de las condiciones de operación del motor, emisión, etc.

Una aplicación adicional del modelo es el cálculo de la pérdida de presión en el DPF para un nivel dado de hollín cuando va instalado en un motor del que se quieren evaluar sus prestaciones. En este caso el objetivo no es el modelado del proceso de acumulación previo, cuyo historial podría ser difícil de estimar o incluso desconocido.

El uso del modelo en la aplicación que nos ocupa necesita considerar una serie de hipótesis que atienden al proceso de filtrado que resulta en la acumulación del DPF:

1. El proceso de acumulación se divide en dos fases:
 - Filtrado en lecho profundo, donde se asume que el hollín sólo se deposita en la pared porosa.
 - Filtrado superficial, donde se asume que el hollín sólo contribuye al crecimiento de la capa de partículas.

El umbral entre las dos fases viene dado por la masa de saturación, definida como el nivel de hollín acumulado en el DPF que provoca un cambio notable en la pendiente de crecimiento de la pérdida de presión.

2. El valor del factor de percolación (ψ) se ha establecido en 0.92, como valor representativo de los datos mostrados en la literatura [3].
3. La densidad de empaquetado del hollín dentro de la pared porosa se ha fijado en los valores de 50 y 345 kg/m^3 a fin de discutir la influencia de este parámetro. De conformidad con el ábaco de morfología de los agregados de partículas desarrollado por Lapuerta *et al.* a partir de microscopía electrónica de transmisión (TEM) [5], 50 kg/m^3 corresponde a una baja densidad de los agregados. Este valor consideraría un rango de agregados desde baja dimensión fractal con un número de partículas primarias ligeramente superior al valor medio ($\bar{n}_{po} \approx 81$ [5]) hasta el valor medio de la dimensión fractal ($\bar{D}_f \approx 1,87$ [5, 9]) combinado con un bajo número de partículas primarias. Por el contrario, 345 kg/m^3 se corresponde con los agregados que poseen el valor medio de dimensión fractal y número de partículas primarias obtenido por Lapuerta *et al.* [10], asumiendo una densidad del carbón de 2000 kg/m^3 .

4. La penetración del hollín en la pared porosa es solo parcial, tal como se ha demostrado en diferentes estudios, tanto experimentales [11–14] como basados en cálculo computacional mediante modelos Lattice-Boltzmann [15–17]. Para predecir dicha penetración, la masa de hollín de saturación ($m_{p,sat}$) se reparte entre el número de unidades celulares de tal forma que todas las unidades celulares que contienen partículas se encuentran bloqueadas en el instante que se alcanza la masa de saturación en el DPF. El resto de unidades celulares permanecen limpias. La masa de hollín de saturación de una unidad celular viene definida por la ecuación 4.17:

$$m_{p,sat_b} = \frac{4\pi}{3} \left[\left(\frac{\psi b}{2} \right)^3 - \left(\frac{d_{c,w_0}}{2} \right)^3 \right] \rho_{p,w}, \quad (4.17)$$

siendo por lo tanto el número de unidades celulares saturadas:

$$n_{b,sat} = \frac{m_{p,sat}}{m_{p,sat_b}} \quad (4.18)$$

Finalmente, la fracción de la pared porosa saturada, es decir, la penetración de partículas en la pared porosa se calcula dividiendo el número de unidades celulares saturadas entre el total de unidades celulares que componen la pared porosa.

Una vez definido el porcentaje de pared porosa saturada, la pared porosa queda dividida en dos regiones. Por lo tanto, la permeabilidad efectiva de la pared viene dada por la ecuación 4.19

$$\Delta p = \frac{\mu_0 u_{w_0} w_w}{k_{w,e}} = \frac{\mu_0 u_{w_0} w_w f_{w,sat}}{k_w} + \frac{\mu_0 u_{w_0} w_w (1 - f_{w,sat})}{k_{w_0}}, \quad (4.19)$$

donde $f_{w,sat}$ es la fracción de la pared porosa ocupada por el hollín.

5. Se asume que la masa de hollín está uniformemente distribuida sobre la pared porosa a lo largo del canal de entrada. Por lo tanto, se considera un espesor de capa de partículas constante.
6. La pérdida de presión en la capa de partículas depende de la porosidad de ésta y del diámetro de la unidad colectora característica. Estos parámetros determinan la permeabilidad de la capa de partículas y su variación debido al efecto de deslizamiento cuando cambian las propiedades del gas.

4.3. Validación experimental de las curvas de acumulación de hollín

El ajuste de los parámetros del modelo se realiza a partir de ensayos de acumulación de hollín en diversos DPFs con diferentes propiedades micro- y macro-geométricas. La variación de la pérdida de presión a lo largo del proceso de acumulación permite describir la variación de las diferentes propiedades en función de la masa de hollín, siendo posible identificar los parámetros que gobiernan este proceso. Por lo tanto, esta etapa consiste en la reproducción de la pérdida de presión del DPF en función de la masa de hollín acumulada para diferentes DPFs y flujos máscicos de aire.

La tabla 4.1 muestra las características de los filtros de partículas evaluados. Se ha realizado un modelado discreto del proceso de acumulación de hollín en cada uno de los filtros de partículas, es decir, se ha predicho la pérdida de presión en el DPF y el flujo máscico que lo atraviesa para una masa acumulada de hollín dada. Este procedimiento permite determinar la permeabilidad de la pared porosa por medio del factor de forma χ , y finalmente, la de la capa de partículas por medio de su porosidad y diámetro característico de la unidad colectora.

Los datos experimentales y geométricos de los filtros A,B,C y D se han obtenido de [11], y en el caso del DPF E de [18]. Por último, el DPF F corresponde al evaluado en el Capítulo 3. Las propiedades micro-estructurales de la pared porosa de este filtro de partículas se han obtenido aplicando la metodología teórico-experimental descrita en [19, 20]. Para todos los DPFs la permeabilidad en condiciones limpias se ha obtenido de acuerdo a la ecuación 4.1.

Tabla 4.1. Características de los filtros de partículas evaluados.

		A [11]	B [11]	C [11]	D [11]	E [18]	F
Substrato		Cord.	Cord.	Cord.	Cord.	SiC	SiC
Longitud	[m]	0.305	0.305	0.305	0.305	0.15	0.2
Diámetro	[m]	0.267	0.267	0.267	0.267	0.143	0.132
Densidad de celdas	[cpsi]	100	100	100	100	200	200
Ancho de canal	[mm]	2.11	2.11	2.11	2.11	1.44	1.486
Espesor de la pared	[mm]	0.43	0.43	0.43	0.43	0.35	0.31
Porosidad	[%]	50	50	50	48	41	41.5
Diámetro medio de poro	[μm]	13.4	24.4	34.1	12.5	32.85	12
Permeabilidad	[$\times 10^{-13} m^2$]	3.44	11.6	22.54	3	18.3	2.49

En el caso de los DPFs A,B,C y D, los ensayos se realizaron con flujo másico de 0.285 kg/s siendo la temperatura del gas a la entrada del DPF de 260°C. Por el contrario, el DPF E se ensayó en condiciones ambiente con tres flujos másicos distintos, de valores 0.028, 0.083 y 0.111 kg/s.

Finalmente, el filtro de partículas F se instaló en el banco de ensayo motor que se describe con detalle en el Capítulo 6. El ensayo de acumulación de hollín en el DPF se realizó a un flujo másico de 135 kg/h con un rango de temperatura del gas de 275 a 320°C debido a la inercia térmica de la línea de escape. Este último filtro de partículas se instaló también en el banco de flujo una vez alcanzado su máximo nivel de acumulación de hollín, donde se ensayó a temperatura ambiente. El cambio de condiciones de temperatura y viscosidad cinemática del gas permite analizar la capacidad del modelo de predecir los cambios en la permeabilidad del DPF debido al efecto de deslizamiento.

La figura 4.2 muestra la comparación entre la pérdida de presión experimental y modelada en los DPFs A,B,C y D en función de la masa de hollín acumulada. Se ha escogido una escala logarítmica en los casos B,C D (siendo la del A la forma tradicional de representación) para representar la masa de hollín con el fin de mostrar con mayor detalle la capacidad predictiva del modelo en la zona de baja acumulación de hollín. El nivel de acumulación de hollín en el que la pared porosa queda saturada (cambio brusco de pendiente en la pérdida de presión en la representación del DPF A) se ha mostrado en cada DPF mediante una línea negra.

Los resultados obtenidos muestran que el modelo es capaz de reproducir con precisión la pérdida de presión en los cuatro filtros de partículas, tanto en la fase de filtrado en lecho profundo como superficial e independientemente de la densidad de empaquetamiento de hollín en la pared porosa.

La figura 4.3 muestra los resultados obtenidos en el modelado de la curva de pérdida de presión del DPF E, para el que se han considerado diferentes flujos másicos. Tal como puede observarse, el modelo es capaz de reproducir con precisión la pérdida de presión para cualquier nivel de acumulación de hollín, independientemente del flujo másico trasegado por el filtro de partículas.

La penetración del hollín en la pared porosa es dependiente de la densidad de las partículas que se considere. Estos dos parámetros afectan al ajuste del modelo a través del factor de forma, que fija la pérdida de presión durante la fase de filtrado en lecho profundo. La figura 4.4 muestra la dependencia de la fracción de pared saturada con el diámetro medio de poro del substrato y la densidad de empaquetamiento del hollín. Bajos valores de densidad de empaquetamiento del hollín resultan en un mayor porcentaje de pared ocupada por las partículas, variando entre un 15 % y un 40 % en los casos evaluados e

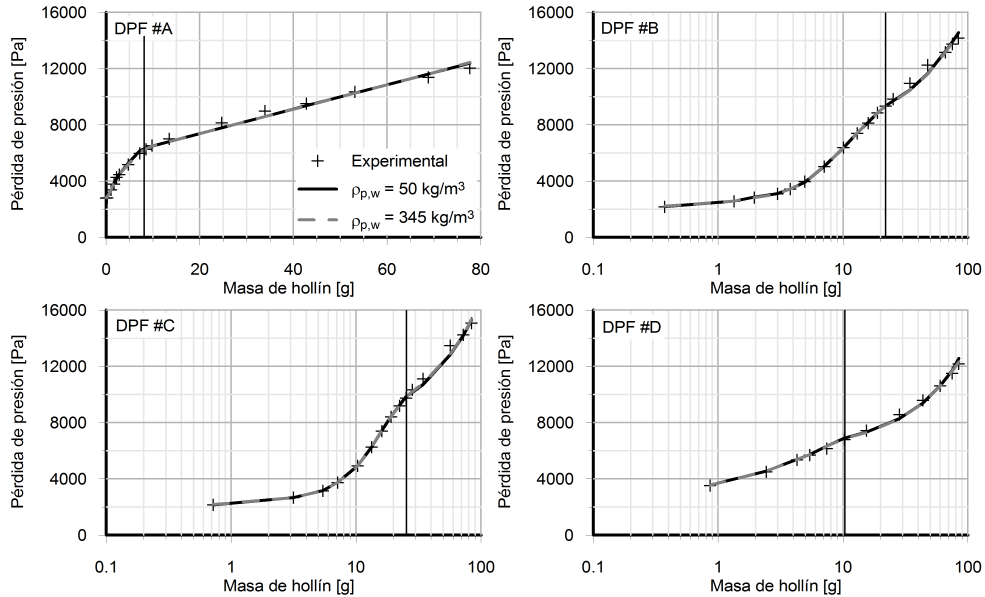


Figura 4.2. Modelado de la pérdida de presión en los DPFs A,B,C y D en función de la masa de hollín acumulada asumiendo densidades de empaquetamiento del hollín en la pared porosa de 50 y 345 kg/m^3 .

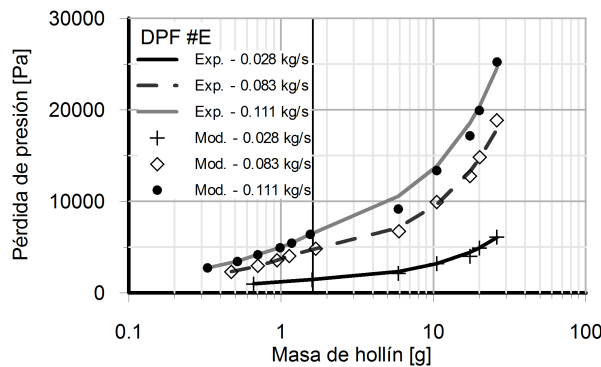


Figura 4.3. Modelado de la pérdida de presión en el DPF E en función de la masa de hollín acumulada y del flujo másico trasegado.

incrementándose a medida que lo hace el diámetro medio de poro. El efecto de la porosidad de la pared porosa es despreciable, en este caso, por ser muy similar (48 %-50 %) en los DPFs considerados (A-D).

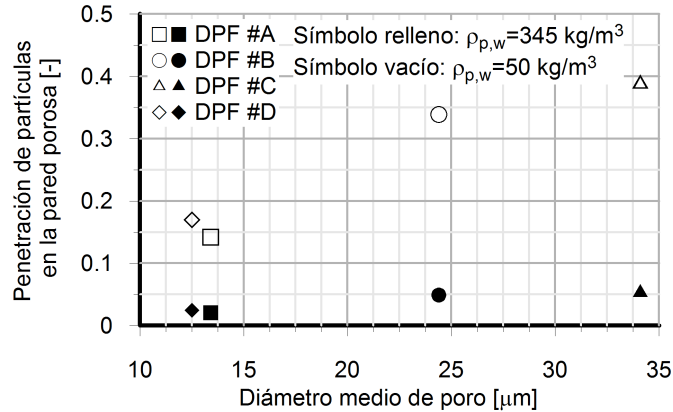


Figura 4.4. Fracción de la pared porosa ocupada por el hollín en función del diámetro medio de poro y de la densidad de empaquetamiento del hollín en los DPFs A, B, C y D.

Por el contrario, valores elevados de densidad de empaquetamiento de hollín implican porcentajes de espesor de pared ocupado del orden del 5%, incluso para un alto diámetro medio de poro. Este resultado está en consonancia con los mostrados en los estudios de penetración de hollín realizados para estos mismos filtros de partículas por Murtagh *et al.* [11], mediante técnicas de visualización. En este trabajo se encontraron penetraciones de hollín en la pared porosa mínimas, especialmente en el caso de los DPFs A y D que poseen bajos valores de diámetro medio de poro y una distribución homogénea de tamaño de poro. Sin embargo, penetraciones más notables fueron detectadas en los DPFs B y C debido al mayor diámetro medio de poro y sobre todo por caracterizarse por una mayor heterogeneidad en la distribución de tamaño de poro, que es una característica que los modelos de pared porosa no pueden tener en cuenta de forma correcta.

Estudios recientes centrados en la caracterización del proceso de acumulación de hollín mediante técnicas experimentales y de cálculo mediante métodos Lattice-Boltzmann realizados por diversos autores como Yapaulo [14], Fino [13] o Stewart [17] han reportado que la penetración de hollín es muy superficial y está controlada por la deposición de los agregados [21]. Por lo tanto, es posible concluir que en los substratos actuales, caracterizados por una distribución de poros muy homogénea [22], la densidad de los agregados de valor medio de dimensión fractal puede considerarse representativa del orden de magnitud que posee la densidad de empaquetamiento de hollín dentro de la pared porosa.

Fijado el valor de densidad de empaquetamiento del hollín en la pared porosa y la fracción de pared saturada, es el factor de forma el que define la permeabilidad que establece la pérdida de presión en la pared porosa a través de la ley de Darcy durante el filtrado en lecho profundo. En la figura 4.5 se muestra la evolución del factor de forma durante la fase de filtrado en lecho profundo en función de la masa de hollín acumulada en la pared porosa hasta la saturación de cada DPF. Las diferencias mostradas entre los gráficos (a) y (b) se deben a la influencia de la densidad de empaquetamiento del hollín en el interior de la pared porosa. Aunque como se acaba de indicar la densidad de los agregados de valor medio de dimensión fractal (345 kg/m^3) puede considerarse representativa del orden de magnitud que posee la densidad de empaquetamiento de hollín dentro de la pared porosa, se seguirá comparando en los sucesivos análisis con la densidad de 50 kg/m^3 a fin de evaluar la influencia de este parámetro.

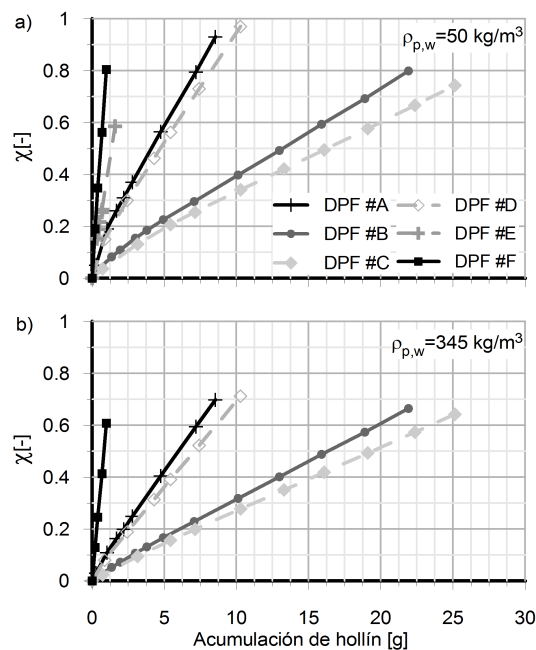


Figura 4.5. Evolución del factor de forma en función de la masa de hollín acumulada y la densidad de empaquetamiento de éste en el interior de la pared porosa.

Tal como describe claramente la figura 4.5, el factor de forma presenta un crecimiento lineal con la acumulación de hollín en la pared porosa. El aumento del factor de forma establece que el crecimiento de la unidad colectora es más homogéneo con el incremento de masa acumulada, acercándose por lo tanto el

diámetro hidrodinámico de la unidad colectora al geométrico que tendría si se asumiese un crecimiento perfectamente esférico. Este resultado implica que la densidad aparente del hollín en el interior de la pared porosa no es constante, sino que está controlada por el crecimiento de la unidad colectora.

La figura 4.6 esquematiza la evolución del crecimiento de la unidad colectora a lo largo del proceso de acumulación desde las condiciones limpias (caso a). En las primeras fases de acumulación, caso b, la unidad colectora con hollín acumulado no se corresponde con una forma esférica, viéndose definida por un valor bajo del factor de forma. El valor máximo, $\chi = 1$, representaría por lo tanto una forma esférica perfecta, cercana al mostrado en el caso c, que representa la saturación de la unidad celular. El modelo contempla que el valor final del factor de forma se mantendrá constante durante toda la fase de crecimiento de la capa de partículas sobre la superficie de la pared porosa.

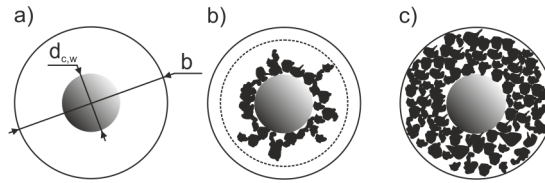


Figura 4.6. Representación esquemática de la evolución de la unidad colectora con la acumulación de partículas: a) limpia; b) baja acumulación de partículas; c) saturación.

Es posible correlacionar en una única función el factor de forma definido en la presente tesis para todos los filtros estudiados. Esta correlación es una función de un factor de densidad, definido como la relación entre la densidad de empaquetamiento del hollín dentro de la pared porosa y la relación entre la masa de hollín acumulada y el volumen de penetración del mismo:

$$\Phi_{\rho_p} = \frac{\rho_{p,w}}{m_p/V_p} \quad (4.20)$$

El volumen de penetración (V_p) se define como el volumen total de pared porosa que es ocupado por el hollín en todo el monolito

$$V_p = 4\alpha w_w L N_{ce} f_{w,sat}, \quad (4.21)$$

donde L es la longitud del canal y N_{ce} es el número de canales de entrada.

La figura 4.7(a) representa la dependencia del factor de forma con la relación entre la masa de hollín acumulada y el volumen de penetración. Esta

relación elimina la influencia de la masa de hollín acumulada pero se obtienen diferentes correlaciones en función de la densidad de empaquetamiento del hollín en la pared porosa. Sin embargo, en la figura 4.7(b) se confirma que el factor de forma correlaciona de forma potencial con el coeficiente de densidad del hollín, independientemente del valor de la densidad de empaquetamiento del hollín en la pared porosa:

$$\chi = 2,3136(\Phi_{\rho_p})^{-0,864} \tag{4.22}$$

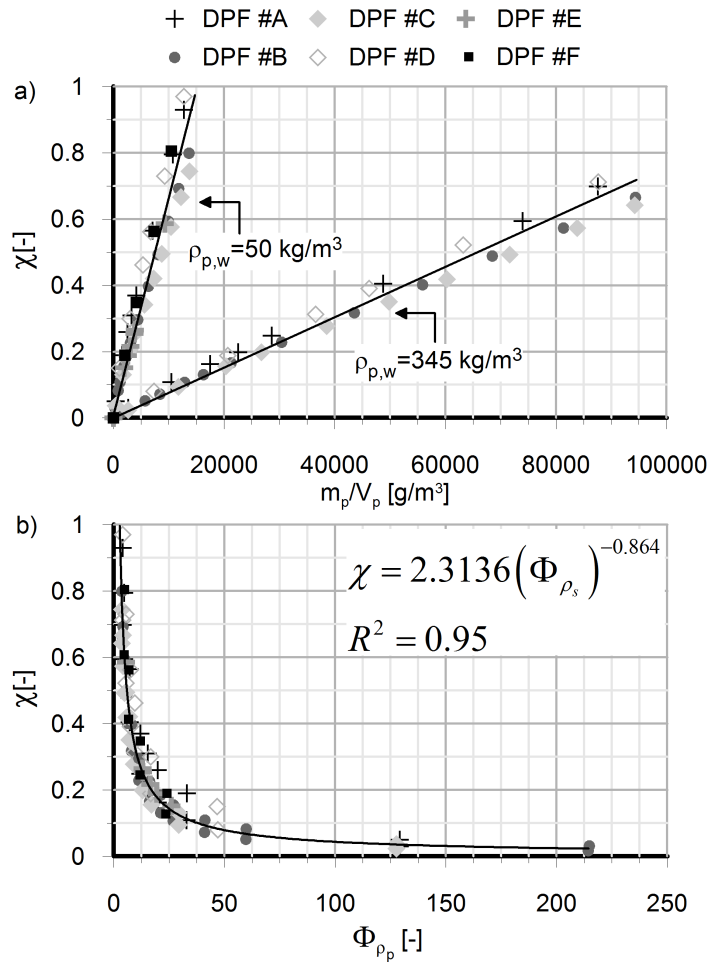


Figura 4.7. Correlación del factor de forma con (a) la relación entre la masa de hollín y el volumen de penetración y (b) el factor de densidad.

Este resultado, junto con el uso de las propiedades de los agregados emitidos por el motor ponen de manifiesto la capacidad predictiva de la pérdida de presión durante el filtrado en lecho profundo en filtros de partículas diésel de flujo de pared.

Con respecto al filtrado superficial, los resultados mostrados en las figuras 4.2 y 4.3, junto a la 4.8 que muestra el modelado del ensayo de acumulación del DPF F, confirman los buenos resultados aportados por el modelo una vez se produce la saturación de la pared porosa. La capacidad de reproducción de la pérdida de presión por el modelo en régimen de filtrado superficial depende de la predicción de la permeabilidad de la capa de partículas, que como se adelantó en la ecuación 4.13, depende de la porosidad y del diámetro característico de la unidad colectora así como del efecto de deslizamiento, cuya influencia se cuantifica por medio del factor corrector de Stokes-Cunningham.

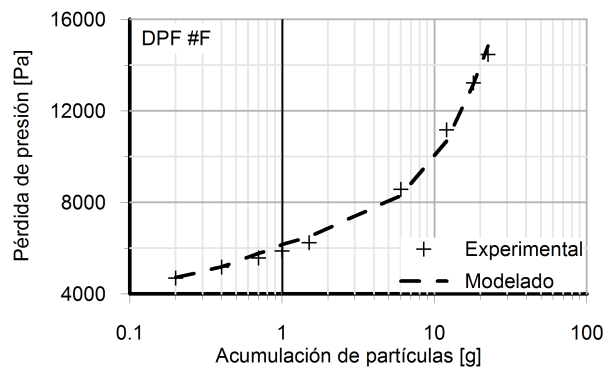


Figura 4.8. Modelado de la pérdida de presión en el DPF F en función del nivel de acumulación de partículas.

La tabla 4.2 muestra los resultados de las propiedades de la capa de partículas obtenidas para todos los DPFs evaluados. Los resultados permiten concluir que el diámetro característico de la unidad colectora en la capa de partículas coincide con el diámetro medio de los agregados de partículas. La distribución de tamaño de partículas experimental emitida por el motor durante el ensayo de acumulación de hollín en los DPFs A,B,C y D no se encuentra disponible, de modo que el diámetro característico de la unidad colectora de la capa de partículas se ha obtenido del ajuste del modelo. No obstante, los resultados obtenidos se encuentran en el orden de magnitud de la moda de la distribución de tamaños de partículas emitidas por los motores Diesel [23]. En el caso del DPF F, la distribución de tamaño de partículas aguas arriba del DPF sí es

conocida, mostrándose en la figura 4.9. Por lo tanto, el diámetro de la unidad colectora se ha fijado a la moda de la distribución de tamaños emitido.

Tabla 4.2. Propiedades micro-estructurales de la capa de partículas en cada DPF evaluado.

DPF	ε_{cp} [-]	$d_{c,cp}$ [nm]	ρ_{cp} [kg/m ³]	k_{cp} [m ²]
A	0.67	102	660	1.65x10 ⁻¹⁵
B	0.68	100	640	1.64x10 ⁻¹⁵
C	0.67	95	660	1.45x10 ⁻¹⁵
D	0.7	110	600	2.09x10 ⁻¹⁵
E	0.6	95	800	5.79x10 ⁻¹⁶
F	0.6	69	800	7.97x10 ⁻¹⁶

Una vez fijado el diámetro de la unidad colectora como el diámetro medio de los agregados, la porosidad de la capa de partículas en los DPFs evaluados se encuentran en el rango entre 0.6 y 0.7, resultado del ajuste con la información experimental. Estos dos parámetros definen el diámetro medio de poro en la capa de partículas, que controla el efecto de deslizamiento por medio del coeficiente corrector de Stokes-Cunningham, y que finalmente determina la permeabilidad de la capa de partículas.

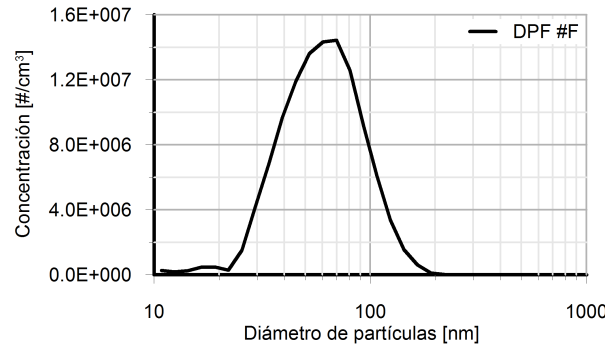


Figura 4.9. Distribución del tamaño de partículas aguas arriba del DPF F durante el ensayo de acumulación de hollín.

Este rango de porosidad de la capa de partículas obtenido da lugar a un rango de densidad de la capa de partículas que oscila entre 600 y 800 kg/m³, asumiendo 2000 kg/m³ como la densidad del carbón. Este rango de densidad de la capa de partículas se muestra acorde con los resultados obtenidos por Opris y Johnson a través de una metodología teórico-experimental [24]. Asimismo, este

rango de porosidad se encuentra dentro del orden de los resultados aportados por Rockne *et al.* [25] sobre porosidad de depósitos de hollín.

No obstante, los resultados obtenidos difieren de los propuestos por Konstandopoulos *et al.* en distintos trabajos, en los que se obtiene una porosidad de la capa de partículas alrededor de 0.95 [3, 7], obtenida a partir del ajuste del modelo con información experimental. Sin embargo, la permeabilidad y el SCF en la capa de partículas en esos trabajos están referidos al diámetro de las partículas primarias. Esto entra en conflicto con el modelo propuesto, donde se considera la moda de la distribución de tamaños de los agregados para el cálculo de la permeabilidad y el diámetro medio de poro de la capa de partículas para el SCF en lugar de la partícula primaria. Es el diámetro medio de poro el que define el efecto de deslizamiento, de forma análoga al interior de la pared porosa [4, 20].

Además de lo comentado, el valor de porosidad de un agregado medio es del orden de 0.81 ($(\bar{D}_f = 1,9, \bar{n}_{po} = 80)$) [5, 9, 26], valor claramente inferior a la porosidad de 0.95 propuesto por Konstandopoulos. Además de estas referencias, la influencia de la deposición balística y la diferencia de presión a través de la capa de partículas, que resultan en una compactación mayor de la capa de partículas [27, 28], justifican el rango de la capa de partículas propuesto en este trabajo.

4.4. Validación experimental ante flujo estacionario y no estacionario

4.4.1. Ensayo en banco de flujo estacionario

Para confirmar la capacidad de predicción del modelo, se hace necesario evaluarlo ante unas condiciones de temperatura adicionales a las del ensayo en banco motor. De esta forma, se evaluará la capacidad de reproducir los cambios en la permeabilidad debidos al efecto de deslizamiento afectado por las variaciones en la temperatura y viscosidad cinética del gas al realizar el ensayo a temperatura ambiente.

Descripción de la instalación

La figura 4.10 muestra el filtro de partículas instalado en el banco de flujo estacionario. Para realizar la caracterización que se realiza con flujo a temperatura ambiente, se conecta el DPF mediante el conducto de entrada a

un remanso en el que se provoca sobrepresión y con un tubo de salida que lo comunica a la atmósfera. A medida que se aumenta la presión en el remanso es posible aumentar el flujo másico que trasiega el DPF. Realizándolo para una serie de puntos se define la pérdida de presión en función del flujo másico a través del DPF.

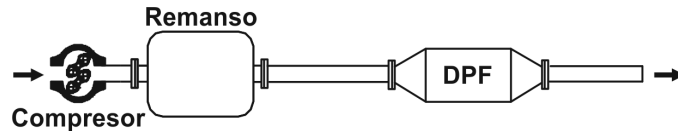


Figura 4.10. Representación esquemática del banco de flujo estacionario.

Plan de ensayos

El DPF F se ensayó en banco de flujo a temperatura ambiente (20°C) con la máxima acumulación de masa de hollín mostrada en la figura 4.8. El rango de flujo másico escogido varía de 0.022 kg/s a 0.111 kg/s , cubriendo de esta forma un rango amplio de caudales que pueden darse en un motor Diesel. El interés de este ensayo reside en el hecho que el modelo debe predecir la variación de la permeabilidad tanto en la pared porosa como en la capa de partículas a fin de predecir la pérdida de presión del DPF. La principal razón de estas variaciones es el cambio en la temperatura del gas entre el ensayo de acumulación de hollín en motor, a partir del cual se ajustó el modelo y el ensayo en banco de flujo. Además, en banco de flujo se incluye la variación del flujo másico que en un ensayo en impulsión determina la variación de la densidad del gas, y de ahí la variación de la viscosidad cinemática. Los cambios en esta última y la temperatura afectan al camino libre medio de las moléculas del gas y en consecuencia al número de Knudsen y al SCF. Por lo tanto, si el diámetro medio de poro no está bien definido (ensayo de acumulación de hollín), conduciría a valores erróneos de permeabilidad al tratar de predecir la respuesta del DPF en el ensayo en banco de flujo.

Análisis de los resultados

La figura 4.11 muestra los resultados del modelado del ensayo en banco de flujo, en el que se impone la pérdida de presión experimental y se evalúa el flujo másico que trasiega el DPF. Los resultados muestran una ligera subestimación del flujo másico, aunque es capaz de reproducir perfectamente la tendencia de los resultados experimentales en todo el rango del ensayo.

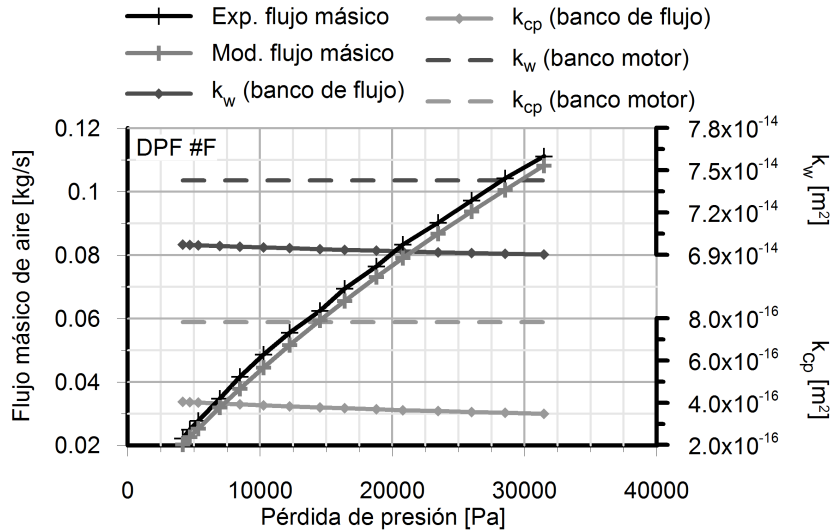


Figura 4.11. Predicción del flujo másico que traspasa el DPF F en función de la pérdida de presión en el ensayo en banco de flujo estacionario. Comparación entre las permeabilidades de la pared porosa y de la capa de partículas con las correspondientes al ensayo de acumulación de hollín en banco motor.

La figura 4.11 muestra, de forma adicional, las permeabilidades de la pared porosa y de la capa de partículas obtenidas del modelado de este ensayo comparándolas con las obtenidas en el modelado del ensayo de acumulación en banco motor. La capacidad del modelo de reproducir el flujo másico experimental viene determinada por su capacidad de predecir los cambios en la permeabilidad debidos a las diferencias del efecto de deslizamiento. Además de la variación de temperatura entre ensayos, caliente (motor) y frío (banco de flujo) se puede apreciar que a medida que aumenta el flujo másico en el ensayo en banco de flujo, la permeabilidad de la pared porosa y de la capa de partículas disminuye. Este fenómeno se debe a que al tratarse de un ensayo en impulsión se incrementa la presión a la entrada del DPF, lo que produce un incremento de la densidad del gas y por lo tanto ligeras variaciones de la viscosidad cinemática que finalmente conducen a una reducción paulatina de la permeabilidad. Ello resulta en una mayor diferencia con respecto a la permeabilidad obtenida del ensayo en banco motor.

Estos resultados ponen de manifiesto la capacidad predictiva del modelo, que es capaz de reproducir las permeabilidades tanto de la pared porosa como de la capa de partículas con acumulación de hollín independientemente de las condiciones del gas en el ensayo.

4.4.2. Ensayo en banco de impulsos

Las medidas obtenidas en esta instalación, capaz de generar pulsos aislados en condiciones ambiente, permite excitar al filtro de partículas en el rango de frecuencias de interés. Las características de la instalación permiten aislar la reflexión y transmisión de las ondas de presión ante una perturbación incidente. Los resultados obtenidos en esta instalación permiten evaluar la capacidad del modelo propuesto para reproducir la dinámica de las ondas que atraviesan el DPF con acumulación de hollín, tanto en el dominio temporal como en el de la frecuencia.

Descripción de la instalación

El banco de impulsos, cuyo esquema se muestra en la figura 4.12, es una instalación desarrollada por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universitat Politècnica de València [29, 30]. La instalación está constituida por un depósito presurizado de 50 l que actúa como remanso entre la red de aire comprimido y una electroválvula. Esta última tiene como función generar el pulso de presión dado su rápido movimiento de apertura y cierre, controlado electrónicamente. La electroválvula une el depósito de remanso a un conducto que se conectará por su extremo expuesto al elemento a caracterizar. Para evitar que las medidas de los captadores de presión se solapen por la reflexión de las ondas en los dos extremos de la instalación, se hace necesario disponer de importantes longitudes.

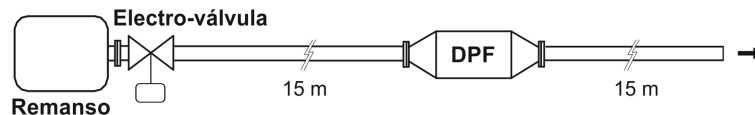


Figura 4.12. Esquema de la instalación banco de impulsos.

En la instalación se hace uso de transductores de presión instantánea piezoeléctricos *KISTLER* 7001 de alta sensibilidad. El uso de los acondicionadores de señal, modelo *KISTLER* 5007, se justifica por el hecho de producirse una atenuación considerable de la información debido a la capacitancia que tienen los conductores. Finalmente, la instalación consta de un analizador de espectros FFT de doble canal (*HP 3565S*) que permite realizar medidas simultáneas en diferentes canales y además efectuar operaciones entre registros de diferentes canales. Cada ensayo consiste en la generación de un pulso de

presión en el conducto de entrada al elemento a caracterizar mediante la apertura de la electroválvula. El sistema está diseñado para que la amplitud y la duración del pulso generado sean del mismo orden de magnitud que los pulsos de presión que se desplazan por el interior de los conductos de un motor. El pulso generado incide sobre el elemento caracterizado, momento en el cual se genera una onda reflejada que retrocede con dirección hacia el depósito. Simultáneamente, la onda incidente se transmite a través del elemento y llega al conducto de salida por el que continuará avanzando.

Plan de ensayos

La metodología del ensayo es análoga a la realizada por Piqueras con condiciones de DPF limpio [19]. El DPF se emplaza entre los dos conductos de propagación. La obtención de las medidas se realiza por medio de tres captadores de presión. El primero de ellos, está situado aguas abajo de la electroválvula, lo suficientemente alejado de ésta para adquirir el pulso de presión generado cuando se encuentra completamente desarrollado. El segundo captador mide la señal de presión a la entrada del elemento, que contendrá la información de la onda incidente y de la reflejada. Por último, la onda transmitida aguas abajo del DPF se registra por el último captador situado en el tubo de salida.

Se midió la respuesta del DPF F ante 3 pulsos de presión que recogen todo el rango de operación del banco de ensayos, representativo de la variedad de pulsos de presión que se podrían presentar aguas arriba de un filtro de partículas en un motor de combustión interna alternativo, abarcando amplitudes entre 95 y 200 *mbar* y duraciones entre 11 y 20 *ms*. Por tratarse de excitaciones pulsantes aisladas no se introduce flujo medio alguno durante el ensayo, únicamente el debido al propio pulso. No obstante, la ausencia de flujo medio no afecta a la respuesta dinámica del filtro de partículas [31]. La amplitud y la duración de los pulsos ensayados se detallan en la tabla 4.3. Las ondas incidente, reflejada y transmitida del ensayo se obtienen de acuerdo a la metodología descrita en detalle en [19].

Tabla 4.3. Características de los pulsos de presión ensayados en el banco de impulsos.

Pulso	Amplitud [mbar]	Duración [ms]
1	95	11
2	165	17
3	200	20

Análisis de los resultados

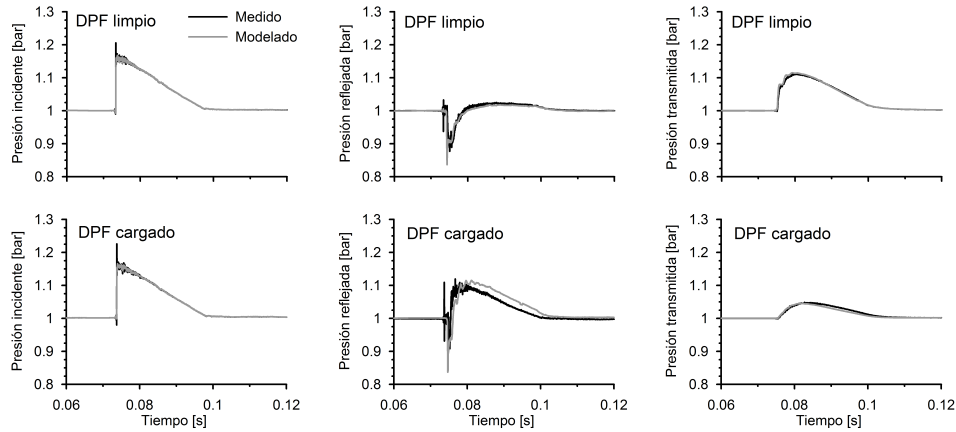
Una vez obtenidas las medidas experimentales en el banco de impulsos, contando el DPF F con una acumulación de hollín de 22 g/l, se procedió al modelado de la respuesta dinámica del filtro de partículas. Aguas arriba del DPF se impuso la presión incidente experimental y aguas abajo un extremo anecoico que evita la necesidad de modelar el extenso conducto de salida que posee la instalación. Este procedimiento reproduce el proceso real, ya que la reflexión en el conducto de salida de la instalación no afecta al captador situado en el tubo de salida del DPF. De esta manera, se evaluará la capacidad del modelo de reproducir la presión reflejada y transmitida generadas en el momento en que se somete al filtro de partículas a una excitación pulsante.

La figura 4.13 muestra los resultados en dominio temporal de los tres pulsos de presión ensayados. Para cada uno de los pulsos se representa la comparación medido-modelado de las presiones incidente, reflejada y transmitida, tanto para condiciones limpias del DPF como con acumulación hollín igual a 22 g/l. Los resultados del modelado en condiciones limpias corresponden a la validación del modelo de DPF realizado por Piqueras [19, 32].

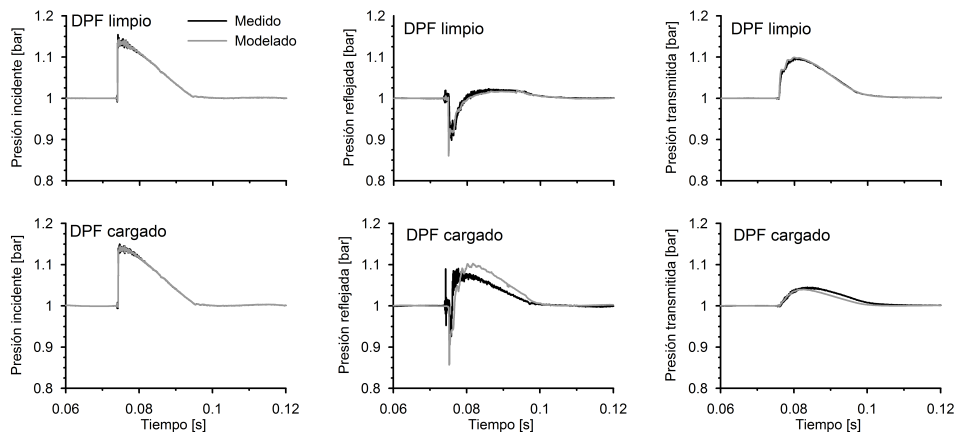
A pesar que la onda incidente posee la misma amplitud y duración en condiciones limpias y con acumulación de hollín del DPF, este estado del filtro de partículas provoca un cambio substancial en la onda reflejada y transmitida. El hollín acumulado (22 g/l) resulta en la formación de la capa de partículas sobre la pared porosa, reduciendo la sección de paso del fluido en el canal de entrada. De esta manera, la onda reflejada ve mitigada la discontinuidad y reducción de presión inicial de la expansión del flujo en el cono y canales de entrada en condiciones limpias, para pasar a presentar una dinámica similar a un extremo cerrado. La onda reflejada alcanza una amplitud máxima del orden del 60% de la onda incidente, en los tres casos propuestos, en el caso de encontrarse el DPF con acumulación de hollín.

Como se desprende de todos los casos mostrados en la figura 4.13, el modelo es capaz de reproducir este fenómeno tan marcado, aunque muestra una falta de precisión caracterizada por un cierto desfase. Éste se puede deber a tres factores principales. Por un lado, se asume que los conos de entrada y salida se comportan como elementos 0D aunque presentan una geometría fundamentalmente tridimensional, como ya apuntó Piqueras en trabajos precedentes [19]. Aunque esta hipótesis permite modelar de forma correcta las condiciones del DPF limpio, tal como se muestra en la figura 4.13, la dinámica de las ondas en el interior del cono varían cuando se forma capa de partículas, pues se reduce la sección frontal abierta del monolito. Por otro lado, otro factor que puede afectar a la capacidad de predicción del modelo es la consideración de

a) 200 mbar - 20 ms



b) 165 mbar - 17 ms



c) 95 mbar - 11 ms

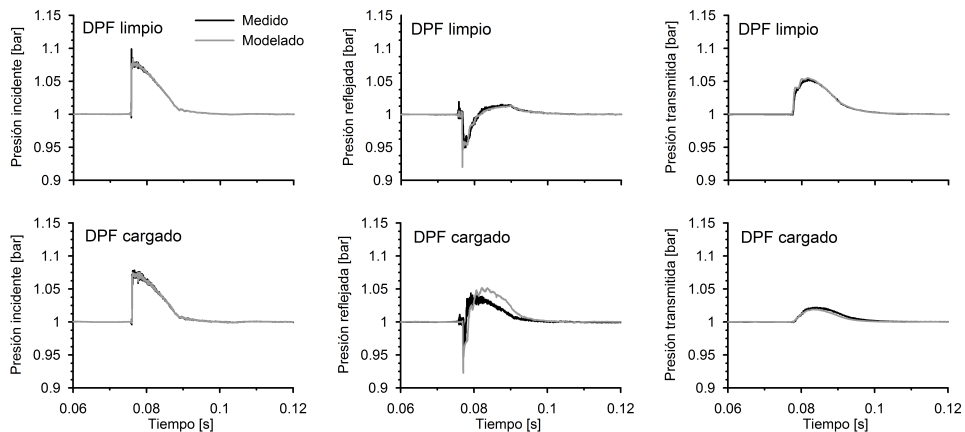


Figura 4.13. Comparación de los resultados del modelado con los datos obtenidos en los ensayos en banco de impulsos: dominio temporal con condiciones del DPF limpio y con un nivel de acumulación de hollín de 22 g/l.

espesor constante de la capa de partículas a lo largo del canal de entrada. No obstante, otros autores han tomado esta misma hipótesis, no considerándola relevante en el análisis de la respuesta acústica del filtro de partículas [31]. Finalmente, otro factor causante de la falta de precisión del modelo podría ser la consideración del mismo comportamiento fluidodinámico en todos los canales del monolito, lo que impone que la capa de partículas y el flujo másico son idénticos en todos ellos.

Con respecto a la onda transmitida, la reducción de la permeabilidad en un DPF con acumulación de hollín provoca un descenso de la amplitud del pulso de presión a lo largo del monolito mucho mayor al encontrado en condiciones limpias, tal como se observa en la figura 4.13. Nuevamente, el modelo es capaz de reproducir este cambio substancial en la dinámica de la onda transmitida, pero presentando discrepancias complementarias a la predicción de la onda reflejada.

Pese a las discordancias entre resultados medidos y modelados, la solución proporcionada por el modelo manifiesta la capacidad de éste para reproducir la dinámica sobre el flujo pulsante introducida por el DPF cuando posee acumulación de hollín. Por lo tanto, acoplado con un modelo de motor, se estaría simulando de forma adecuada su interacción con los elementos adyacentes. Esta interacción se vuelve crítica en el análisis de la línea de escape cuando el DPF se sitúa aguas arriba de la turbina de sobrealimentación. Al predecir la onda reflejada, el modelo global de motor sería capaz de predecir los cambios en el lazo de bombeo producidos por emplazar el filtro de partículas con cualquier nivel de acumulación. Asimismo, el hecho de reproducir de forma adecuada la onda transmitida se traduce en modelar fielmente los cambios en la dinámica del flujo pulsante que alcanza la turbina, ya que la potencia que es capaz de desarrollar instantáneamente ésta es muy dependiente de las características de la pulsación que posee el flujo.

Las características de las ondas reflejadas por el DPF permiten realizar un análisis adicional que afecta de forma positiva a la configuración pre-turbo del filtro de partículas. En zonas de operación continua a carga media-alta del motor, el filtro de partículas en configuración pre-turbo se encontraría en condiciones de muy bajo nivel de acumulación de hollín debido a la regeneración pasiva. Por lo tanto, las ondas que reflejaría este dispositivo sería similares a las mostradas en condiciones limpias, que con un correcto diseño del colector de escape favorecerían la evacuación de los gases de escape de los cilindros.

Aunque la función de los DPFs es retener las partículas generadas en el proceso de combustión de los motores Diesel, la instalación de éstos en las líneas de escape influye sobre el ruido emitido [31], por lo que se hace necesari-

rio evaluar el comportamiento acústico de estos sistemas. El comportamiento atenuador que poseen los filtros de partículas está modificando la concepción tradicional de las líneas de escape de los motores, reduciendo el volumen de los silenciadores [33, 34], o llegando incluso a prescindir de éstos en algunas aplicaciones donde el espacio disponible es reducido [35].

Por lo tanto, disponer de herramientas de modelado que sean capaces de predecir la respuesta acústica de estos sistemas resulta de interés, máxime si además estos modelos describen otros procesos como la pérdida de presión y la transmisión de calor, pudiendo ser acoplados a modelos de filtrado y regeneración, como el aplicado en la presente tesis doctoral. Dado que el filtro de partículas opera la mayor parte del tiempo en condiciones con acumulación de hollín, se pretende estudiar la capacidad del modelo de predecir la respuesta en el dominio de la frecuencia ante flujo pulsante en estas condiciones. Para ello, se hará uso de dos términos característicos en la evaluación del ruido pulsante: el nivel de presión sonora (SPL) de las ondas reflejada y transmitida; y la pérdida de transmisión (TL).

El primer término se define, de acuerdo a la ecuación 4.23, como la intensidad del sonido que genera una presión sonora instantánea. Su unidad es el dB y se evalúa como presión de referencia $20 \mu Pa$, la presión del umbral de audición.

$$SPL = 20 \log \left(\frac{p}{p_{ref}} \right) \quad (4.23)$$

La pérdida de transmisión es un parámetro característico en el diseño de silenciadores de escape que tiene en cuenta la atenuación, bien sea por reflexión o por disipación, que produce un elemento frente a la potencia acústica incidente al mismo. Su unidad es también el dB , y es evaluada como:

$$TL = 10 \log \left| \frac{W_1}{W_2} \right| = 10 \log \left| \frac{S_1}{S_2} \right| + 20 \log \left| \frac{A_1}{A_2} \right|, \quad (4.24)$$

donde W_1 y A_1 son la potencia acústica y la presión incidente respectivamente, W_2 y A_2 la potencia acústica y la presión transmitida, correspondiendo S_1 y S_2 al área de las secciones de entrada y salida, respectivamente, del elemento analizado [36].

La figura 4.14 muestra los espectros correspondientes a las SPL de las ondas reflejada y transmitida, así como la pérdida de transmisión del filtro de partículas para los pulsos de presión analizados previamente en el dominio temporal. Se diferencia la respuesta del DPF en condiciones limpias y

con acumulación de hollín igual a 22 g/l. Los resultados se representan hasta una frecuencia de 1000 Hz, cubriendo el rango de interés de la excitación en automoción.

El análisis de la SPL de las ondas reflejada y transmitida, en condiciones limpias, revela la capacidad del modelo para reproducir la respuesta acústica del DPF en estas condiciones. En el caso de encontrarse el DPF con una elevada acumulación de hollín, el modelo muestra una predicción adecuada, especialmente precisa en el caso de nivel de presión sonora transmitida hasta 300 Hz, rango válido para las aplicaciones en automoción [31]. Para valores superiores de frecuencia, la comparación medido-modelado presenta mayores discrepancias aunque el modelo es capaz de predecir el comportamiento general.

En el rango de altas frecuencias, el modelo presenta un desfase con respecto a la respuesta experimental. Prestando atención a la onda transmitida, existe un máximo de atenuación y una banda de paso localizadas en las frecuencias de 310 Hz y 450 Hz, respectivamente. Si bien el modelo es capaz de predecir estos dos fenómenos con un error aceptable en dB, presenta un desfase para frecuencias de aproximadamente 150 Hz. Asimismo, tal como demuestran los resultados de la comparación de la pérdida de transmisión para las tres excitaciones evaluadas, el modelo presenta un efecto disipativo a altas frecuencias.

Al igual que las discrepancias encontradas en el dominio temporal, las mostradas en el dominio de la frecuencia pueden atribuirse al efecto de los conos de entrada y salida del filtro de partículas, a la distribución no homogénea del espesor de la capa de partículas en los canales de entrada, y a una distribución no homogénea del hollín y el flujo másico en la sección transversal del monolito. Otros autores han apuntado la dificultad de modelar componentes complejos de las líneas de escape de los MCIA, caracterizados por elevadas conicidad en las secciones de entrada y salida [37], siendo necesario el uso de modelos específicos y con un mayor coste computacional que el sujeto a análisis.

Una vez mostrados los aceptables resultados obtenidos hasta 350 Hz en la predicción de la TL experimental en dos condiciones extremas de nivel de acumulación de hollín en el DPF (limpio y 22 g/l), se puede recalcar la viabilidad del modelo propuesto como herramienta para el análisis acústico de los DPFs. De esta forma, es posible realizar análisis en este área con una precisión adecuada y con un coste computacional muy reducido.

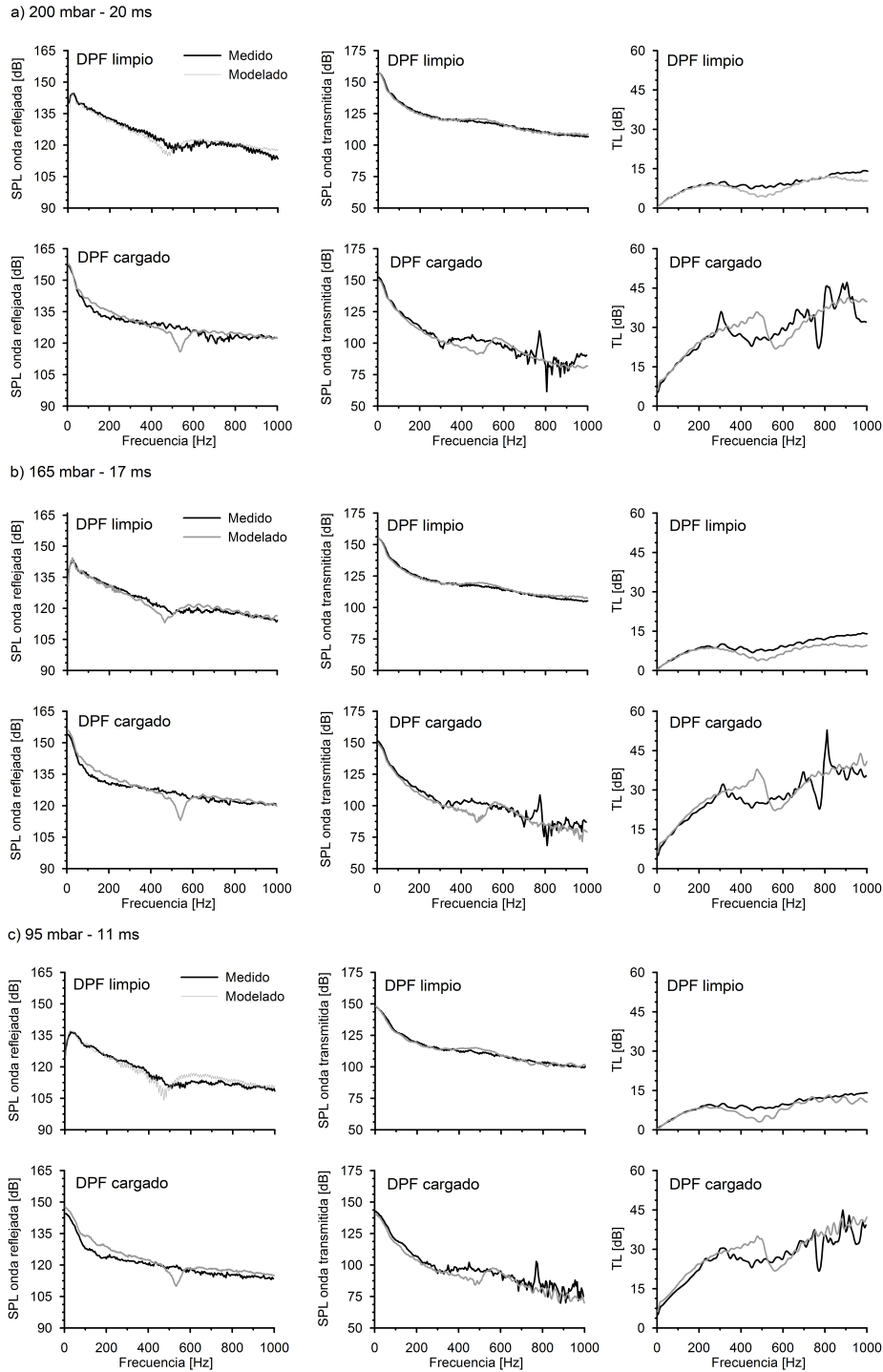


Figura 4.14. Comparación de los resultados del modelado con los datos obtenidos en los ensayos en banco de impulsos: dominio de la frecuencia con condiciones del DPF limpio y con un nivel de acumulación de hollín de 22 g/l.

4.4.3. Ensayo en banco de flujo pulsante

El objetivo de este ensayo es extender los resultados aportados por el banco de impulsos a condiciones más próximas a operación en motor, generando un flujo pulsante a diferentes temperaturas que simula las ondas que se pueden dar en un motor a lo largo de toda la línea de escape e incluyendo un flujo másico medio, a diferencia del banco de impulsos. De la misma forma que con los resultados en banco de impulsos, con este otro experimento se estudiará la capacidad del modelo para reproducir la dinámica de las ondas que atraviesan el DPF, permitiendo en este caso realizar el análisis también en condiciones de elevada temperatura.

Descripción de la instalación

Este banco de ensayo se explicó con detalle en el Capítulo 3. Para medir la transmisión y reflexión de las ondas en el filtro de partículas se hace uso de un método *beamforming* [38] que descompone la señal de presión en incidente y reflejada. El beamforming es una técnica de procesamiento espacial empleada para la estimación de la forma de onda de la señal incidente sobre un conjunto (vector) de sensores desde una dirección dada. Los beamformers (conformadores del haz) pueden considerarse como filtros que combinan las salidas de un vector de sensores para formar un haz que señala en la dirección de la fuente deseada. Para aplicar esta técnica a la descomposición de las señales medidas se deben seguir las siguientes consideraciones [38]:

- Propagación lineal de la presión y velocidad del sonido, considerando que la apertura del vector de sensores (longitud total) es reducida comparada con la longitud de onda.
- Diferentes ángulos de incidencia del flujo incidente y reflejado sobre el vector de sensores.
- Superposición lineal de las velocidades de las componentes de la onda principal.

Para aplicar este método es necesario medir la presión en tres puntos en la dirección axial en el tubo. Se hizo uso de dos vectores de 3 transductores piezoeléctricos KISTLER 7031 refrigerados con agua, situados aguas arriba y aguas abajo del filtro de partículas a una distancia de 0.45 m , tal como muestra la figura 4.15. La distancia entre sensores consecutivos es de 0.05 m , ya que una distancia más corta implicaría que las diferencias de presión podrían ser

menores a la precisión del sensor, y una distancia mayor no permitiría asumir propagación lineal de las ondas entre los sensores [39].

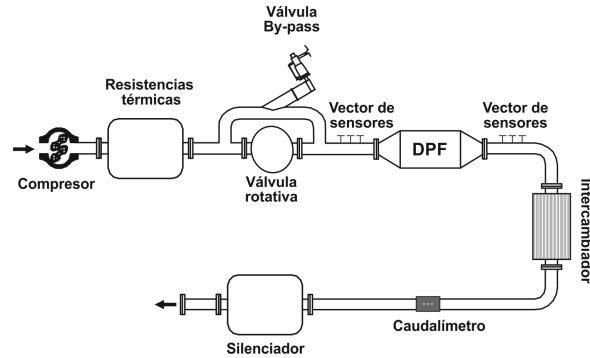


Figura 4.15. Representación esquemática del banco de flujo pulsante.

Plan de ensayos

Finalmente, se expuso el filtro de partículas ante flujo pulsante para extender la validación a condiciones de operación más próximas a las que se dan en un motor de combustión interna alternativo. El plan de ensayos cubre un amplio rango de frecuencia y amplitud de los pulsos de presión, de modo que se incluyan las condiciones de operación habituales tanto en la configuración pre-turbo como post-turbo del filtro de partículas en un motor Diesel:

- Filtro de partículas con un nivel de acumulación de hollín de 22 g/l (60 g). Los ensayos se realizaron considerando dos flujos máscicos (250 y 375 kg/h) a tres frecuencias y amplitudes distintas de 33, 66 y 100 Hz y de 0.12, 0.3 y 0.5 bar, respectivamente. Para evitar la regeneración del filtro de partículas los ensayos se realizaron a una temperatura del flujo de 250°C.
- Filtro de partículas limpio. Tras regenerar el filtro de partículas, se repitió la misma serie de puntos ensayados con el filtro de partículas cargado. De esta forma, es posible evaluar la capacidad del modelo para predecir los cambios en la respuesta dinámica por la diferencia de acumulación de hollín.

Las frecuencias de los pulsos de presión ensayadas se seleccionaron teniendo en cuenta el régimen de giro al que se correspondería en un motor. Las

equivalencias entre las frecuencias generadas por la válvula rotativa y el régimen de giro de un motor de cuatro tiempos, de 2, 3 y 4 cilindros, se resumen en la tabla 4.4:

Tabla 4.4. Equivalencia de la frecuencia de los pulsos de presión generados en el banco de ensayos con la de un motor de cuatro tiempos de 2,3 y 4 cilindros.

Frecuencia [Hz]	Régimen del motor [rpm]		
	2 cil.	3 cil.	4 cil.
33.33	2000	1333	1000
66.67	4000	2666	2000
100	6000	4000	3000

Como ya se comentó en el subapartado anterior, la aplicación de la técnica beamforming permite separar las distintas señales de presiones que excitan al filtro de partículas y la respuesta a éstas. En la figura 4.16 se muestra un esquema de las ondas de presión descompuestas a considerar cuando se somete al filtro de partículas a flujo pulsante. La presión incidente es impuesta por la válvula rotativa generadora de pulsos. El filtro de partículas refleja y transmite esa señal, mientras que lo que se ha denominado reflejada de la instalación representa la excitación proveniente del elemento situado aguas abajo del DPF en el banco de ensayos.

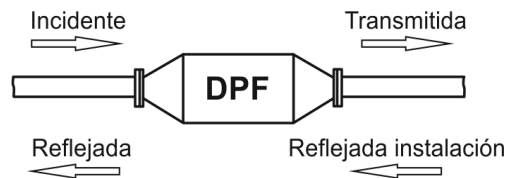


Figura 4.16. Esquema de las presiones que definen el flujo pulsante al que se somete al DPF en el banco de ensayos de flujo pulsante.

Análisis de los resultados

Los ensayos experimentales en el banco de flujo continuo y pulsante se modelaron en OpenWAM, imponiendo las ondas de presión incidente y reflejada de la instalación medidas en cada punto de operación. Por lo tanto, únicamente se modelará la parte de la instalación entre los dos vectores de sensores piezoeléctricos aguas arriba y aguas abajo del DPF, con el fin de evitar fuentes de error ajenas al filtro de partículas. Con respecto a la configuración del

modelo de DPF, los ensayos a baja temperatura se modelaron con un sólo haz de canales para reducir el coste computacional. En el caso de los puntos de operación a superior temperatura, se optó por discretizar el monolito en 10 haces de canales, a fin de modelar correctamente la distribución de temperaturas a lo largo de todo el monolito. A diferencia del ensayo en el banco de impulsos, en estos ensayos sí se introduce flujo másico medio en el DPF, por lo que el ensayo se asemeja en mayor medida a condiciones de operación real en motor.

La figura 4.17 muestra los resultados en el dominio temporal para el punto de operación definido por un flujo másico de 375 kg/h y condiciones pulsantes de 0.5 bar de amplitud y 100 Hz de frecuencia. La temperatura del gas a la entrada del DPF es de 40°C, tanto para condiciones de DPF limpio como con una masa de hollín de 22 g/l. Con objetivo de abreviar, sólo se va a mostrar este punto de operación, habiéndose obtenido resultados similares en el resto de condiciones ensayadas.

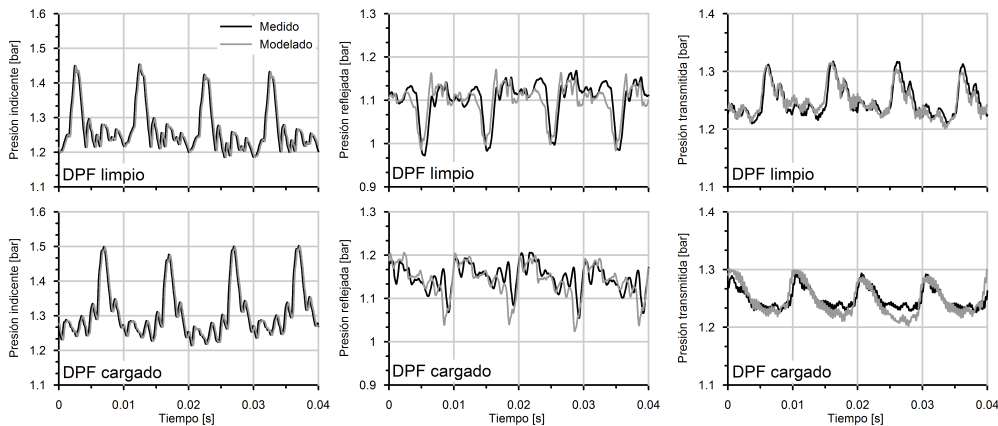


Figura 4.17. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio temporal. Flujo pulsante (0.5 bar de amplitud y 100 Hz de frecuencia) a una temperatura de entrada de 40°C y flujo másico de 375 kg/h. Condiciones de DPF limpio y con acumulación de hollín de 22 g/l.

En la parte superior de la figura 4.17 se muestran los resultados en condiciones limpias del DPF, mientras que la parte inferior se dedica a condiciones de acumulación de hollín. En ambos casos, se representa de izquierda a derecha, la presión incidente impuesta, la presión reflejada y la presión transmitida. Los resultados obtenidos indican que el modelo es capaz de reproducir, de forma óptima, la respuesta dinámica en el dominio temporal ante flujo continuo y pulsante, en condiciones de baja temperatura, tanto para condiciones lim-

pías como con acumulación de hollín del DPF. Estando excitado el filtro de partículas con la misma amplitud de pulso de presión incidente, la elevada masa de hollín acumulada produce un cambio en la forma y amplitud de las ondas reflejada y transmitida. El modelo es capaz de reproducir con precisión este fenómeno. No obstante, para extender la evaluación del modelo a condiciones más realistas de operación del DPF en el motor, en la figura 4.18 se muestra el resultado del modelado del mismo punto de operación pero a una temperatura del gas a la entrada del DPF de 250°C . Aunque la temperatura no es excesivamente elevada para evitar la regeneración pasiva del DPF, si es representativa del nivel térmico que se alcanza en operación a baja carga de un motor Diesel, por lo que los resultados pueden considerarse representativos. Nuevamente, el modelo es capaz de reproducir con precisión la presión reflejada y transmitida tanto en amplitud como en fasado de los pulsos para ambas condiciones de acumulación.

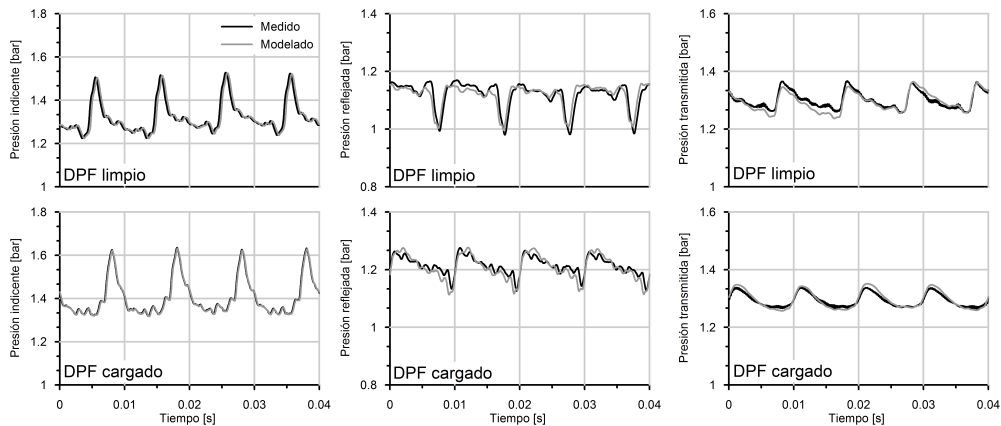


Figura 4.18. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio temporal. Flujo pulsante (0.5 bar de amplitud y 100 Hz de frecuencia) a una temperatura de entrada de 250°C y flujo másico de 375 kg/h . Condiciones de DPF limpio y con acumulación de hollín de 22 g/l .

A diferencia del banco de impulsos, las características del banco de flujo en el que se realizaron los ensayos con flujo continuo y pulsante no permiten evaluar en el dominio de la frecuencia la pérdida de transmisión, aunque sí el nivel de presión sonora reflejado y transmitido. La razón es que tanto la onda reflejada como transmitida por el DPF están afectadas no sólo por la presión incidente generada en la válvula rotativa, sino también por la reflejada generada en la instalación tanto aguas arriba como aguas abajo del DPF, las cuales no pueden determinarse experimentalmente. Por otro lado, en el análisis

sis del dominio de la frecuencia, las frecuencias de interés son aquellas que se corresponden a la frecuencia fundamental del flujo pulsante y a sus armónicos. Tal como se mostró en la tabla 4.4, estas frecuencias corresponderían a determinados regímenes de giro en función del número de cilindros del motor y del número de carreras del pistón necesarias para completar el ciclo. Los armónicos que caracterizan la respuesta en frecuencia serán los pares, ya que en ellos las amplitudes de los espectros de las señales tienen valor máximo, prevaleciendo sobre los armónicos impares. Por lo tanto, el modelo debe ser capaz de reproducir especialmente dichos armónicos.

Las figuras 4.19 y 4.20 muestran los resultados del modelado en el dominio de la frecuencia en el punto definido por un flujo másico de 375 kg/h y condiciones pulsantes de 0.5 bar de amplitud y 100 Hz de frecuencia.

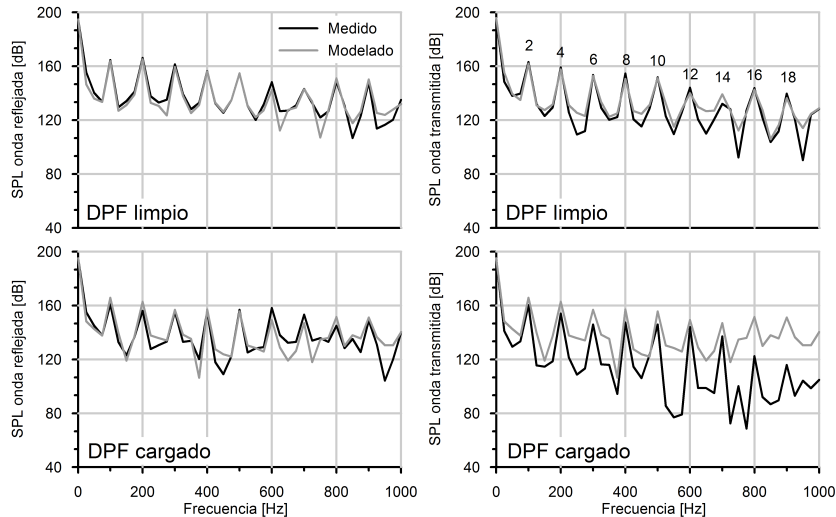


Figura 4.19. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia. Flujo pulsante (0.5 bar de amplitud y 100 Hz de frecuencia) a una temperatura de entrada de 40°C y flujo másico de 375 kg/h. Condiciones de DPF limpio y con acumulación de hollín 22 g/l.

Estas figuras representan el nivel de presión sonora de la onda reflejada y transmitida hasta una frecuencia de 1000 Hz para condiciones del DPF limpio y masa de hollín acumulada de 22 g/l, correspondiendo la temperatura del flujo entrante a 40°C, en la figura 4.19, y a 250°C, en la figura 4.20. En condiciones de baja temperatura (figura 4.19), el modelo es capaz de predecir con precisión el nivel de presión sonora hasta el orden 16° de las ondas reflejadas y transmitidas, tanto para condiciones limpias como con masa de

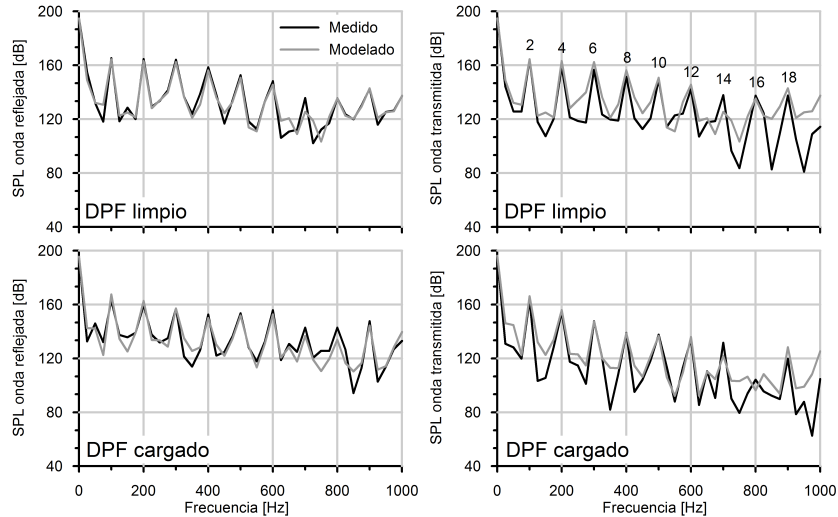


Figura 4.20. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia. Flujo pulsante (0.5 bar de amplitud y 100 Hz de frecuencia) a una temperatura de entrada de 250°C y flujo másico de 375 kg/h. Condiciones de DPF limpio y con acumulación de hollín de 22 g/l.

hollín acumulada igual a 22 g/l. En el caso del espectro de la onda reflejada, el modelo es capaz de predecir el nivel de presión sonora para ambas condiciones de acumulación del DPF, incluso entre los sucesivos órdenes del motor. La comparación del espectro de la onda transmitida presenta un error superior para las condiciones con acumulación de hollín, aunque éste es aceptable hasta el 14^o orden.

En la figura 4.20 se representan los espectros de los niveles de presión sonora correspondientes a las ondas reflejada y transmitida en condiciones limpias y con una masa de hollín acumulada de 22 g/l para una temperatura de entrada del gas de 250°C. En este caso, se observa que el modelo no pierde capacidad de predicción con respecto a las condiciones de baja temperatura, presentando errores en amplitud muy reducidos con respecto a los resultados experimentales incluso en armónicos elevados. Estos resultados, sumados a los obtenidos del análisis de los ensayos en banco de impulsos, confirman la capacidad del modelo propuesto para su aplicación en la evaluación acústica de los filtros de partículas en un amplio abanico de condiciones de operación, tanto en términos de masa de hollín acumulada, flujo másico trasegado o temperatura del gas que lo atraviesa.

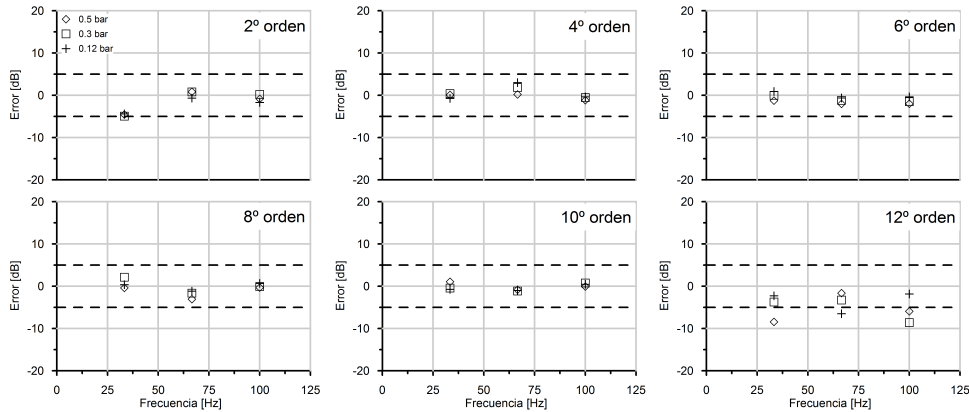
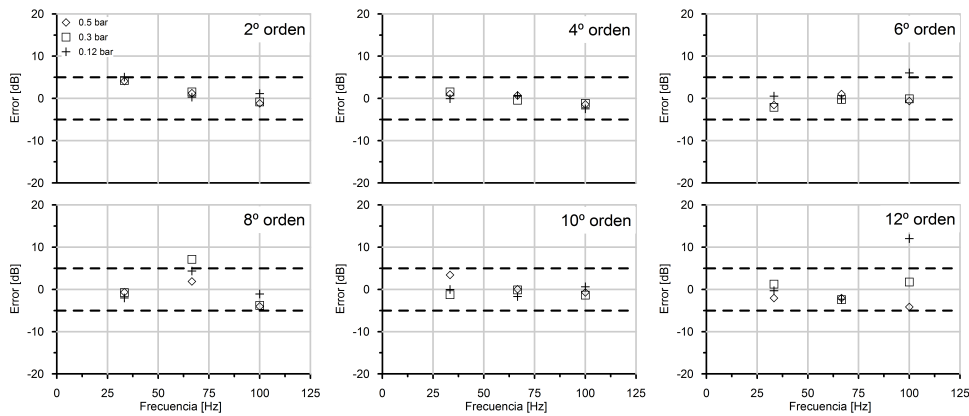
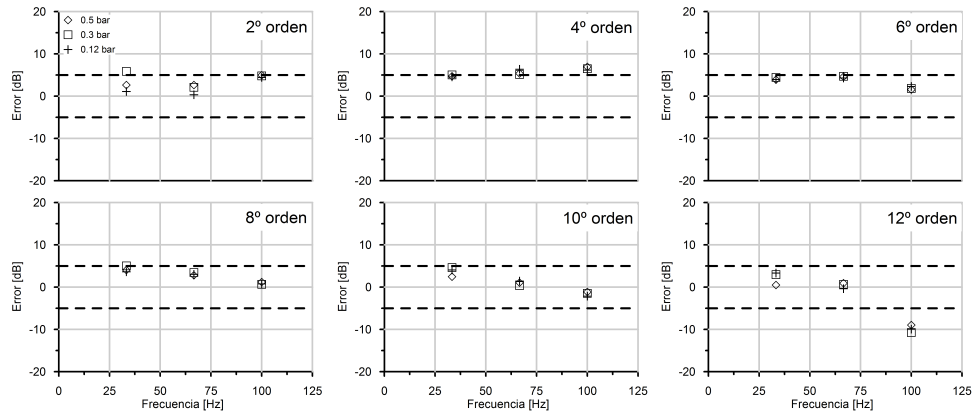
Reflejada**Transmitida**

Figura 4.21. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia ante flujo pulsante a una temperatura de entrada de 40°C y un flujo másico de 375 kg/h con condiciones de DPF limpio. Diferencias en amplitud de SPL para diferentes armónicos.

Con el fin de mostrar los resultados de los principales armónicos de las ondas reflejada y transmitida en todo los puntos de operación ensayados, en las figuras 4.21, 4.22, 4.23 y 4.24 se muestra el error en decibelios de la predicción realizada por el modelo de las SPL de la onda reflejada y transmitida.

Los resultados se presentan para condiciones del DPF limpio y con 22 g/l de masa de hollín acumulada, tanto para condiciones de temperatura del gas de entrada de 40°C como de 250°C .

Reflejada



Transmitida

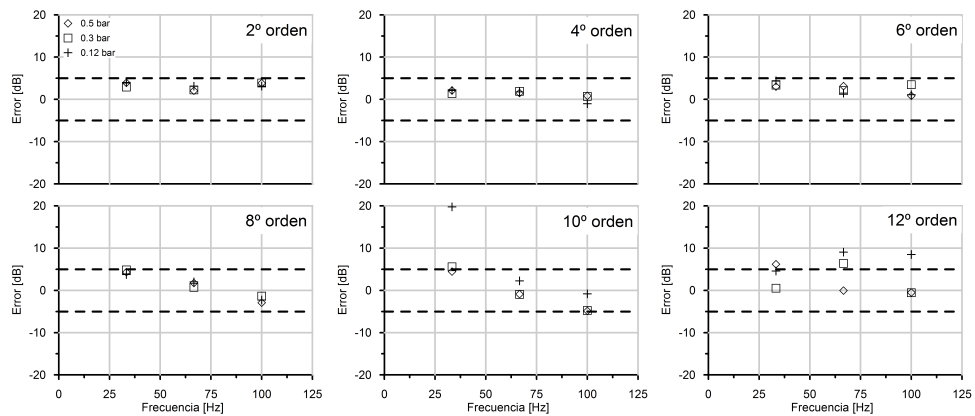


Figura 4.22. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia ante flujo pulsante a una temperatura de entrada de 40°C y un flujo másico de 375 kg/h con 22 g/l de masa de hollín acumulada. Diferencias en amplitud de SPL para diferentes armónicos.

Estas gráficas aportan una visión global de la capacidad de predicción del modelo para una gran cantidad de puntos de operación. Estos errores se han obtenido hasta el 12º orden del motor, para las frecuencias de pulsación estudiadas (33.3, 66.67 y 100 Hz) y niveles de amplitud (0.12, 0.3 y 0.5 bar) ensayados. Aunque bien es cierto que se suele dar como aceptable la capacidad de predicción de un modelo hasta el 6º orden del motor, se ha decidido ampliar esta cota para mostrar las capacidades del modelo propuesto. En cada gráfica se han incluido unas líneas discontinuas que definen un abanico de

error admisible para la aplicación que nos ocupa de ± 5 dB. Por lo tanto, los puntos localizados en este rango serán considerados modelados con precisión.

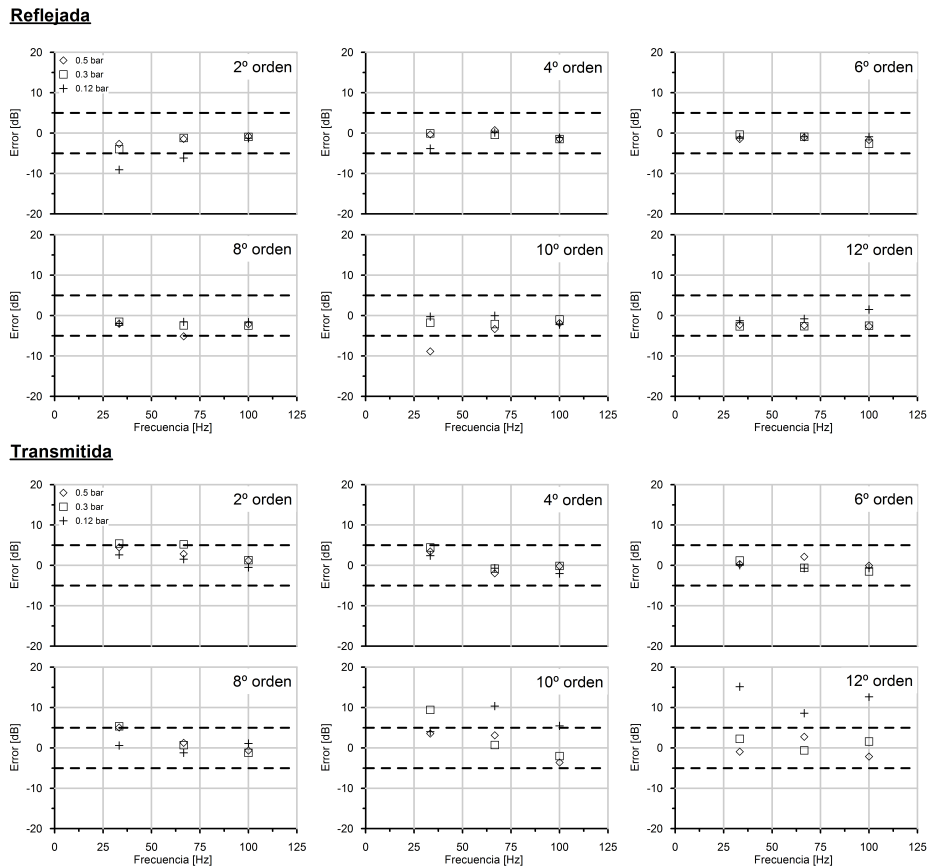


Figura 4.23. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia ante flujo pulsante a una temperatura de entrada de 250°C y un flujo másico de 375 kg/h con condiciones de DPF limpio. Diferencias en amplitud de SPL para diferentes armónicos.

Como puede observarse en la figura 4.21, que muestra el error cometido por el modelo en la predicción de la onda reflejada y transmitida, para condiciones limpias del DPF y temperatura del gas de entrada de 40°C , éste se encuentra dentro del umbral de aceptación prácticamente en la totalidad de los puntos estudiados hasta el orden 12° del motor. Asimismo, no existen diferencias apreciables en la capacidad de predicción acústica en función de la amplitud y frecuencia fundamental de la pulsación del gas que trasiega el DPF.

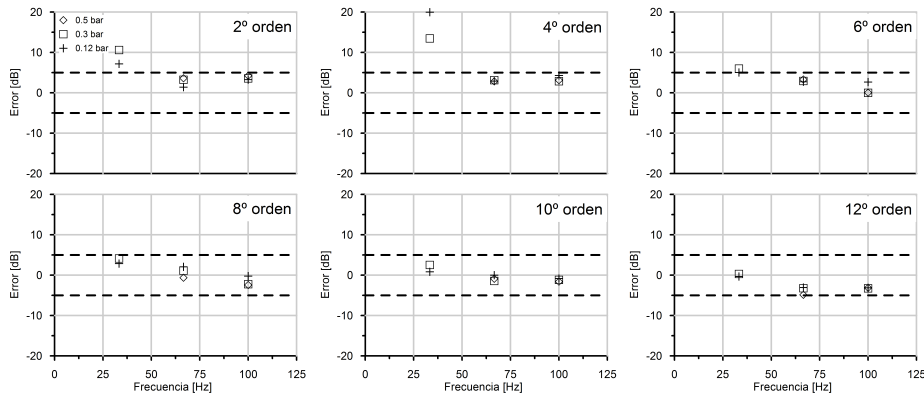
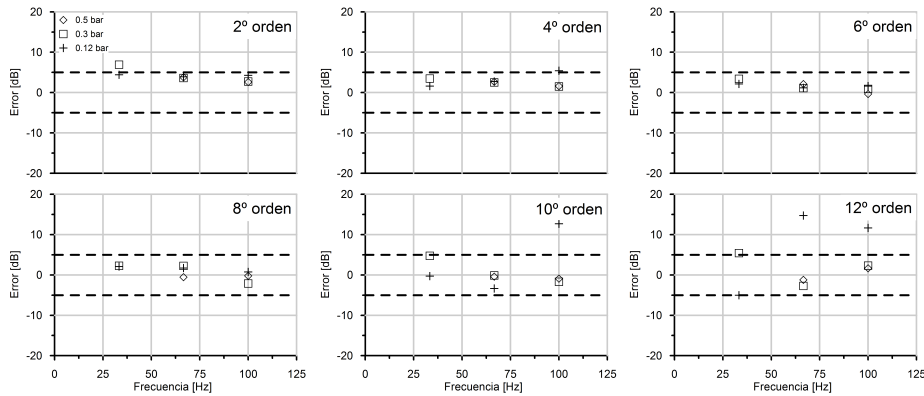
Reflejada**Transmitida**

Figura 4.24. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia ante flujo pulsante a una temperatura de entrada de 250°C y un flujo másico de 375 kg/h con 22 g/l de masa de hollín acumulada. Diferencias en amplitud de SPL para diferentes armónicos.

Para condiciones elevadas de masa de hollín acumulada en el DPF, mostradas en la figura 4.22 para las mismas condiciones de temperatura y flujo másico que en la figura 4.21, el modelo presenta un ligero aumento del error. Sin embargo, la gran mayoría de puntos evaluados se encuentran dentro del umbral establecido, sin que pueda establecerse de nuevo ninguna tendencia respecto a la amplitud o frecuencia fundamental del flujo pulsante.

Los resultados son también satisfactorios cuando se aumenta la temperatura del gas, independientemente del nivel de acumulación de hollín, tal como se muestra en las figuras 4.23 y 4.24 para 0 g/l y 22 g/l de masa de hollín acumulada respectivamente. Al igual que en condiciones de baja temperatura a la

entrada del DPF, no se encuentra que la frecuencia y amplitud de la pulsación del flujo tengan influencia sobre las capacidades predictivas del modelo.

Para finalizar el estudio, en la figura 4.25 se muestra, a modo de resumen, los errores cometidos por el modelo en la predicción de la onda reflejada y transmitida, en el punto de operación definido por el gasto másico de 250 kg/h.

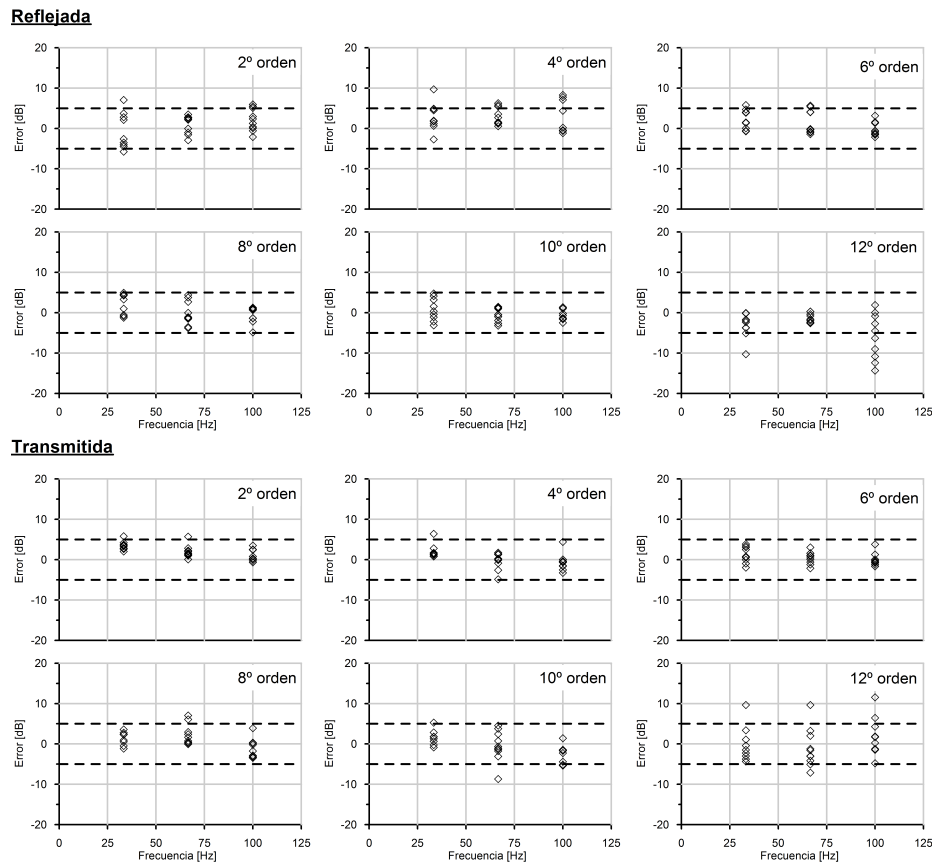


Figura 4.25. Predicción de la respuesta dinámica en el dominio de la frecuencia ante un flujo másico de 250 kg/h pulsante y para todas las condiciones de operación ensayadas: temperatura del gas a la entrada (40°C y 250°C), amplitud (0.3, 0.2 y 0.12 bar) y condiciones de acumulación en el DPF (0 g/l y 22 g/l). Diferencias en amplitud de SPL para diferentes armónicos.

En esta ocasión, no se hace diferenciación en términos de amplitud de pulso, temperatura o condiciones de acumulación de hollín, ya que se ha demostrado que no tiene influencia sobre la capacidad de predicción acústica del modelo.

Al igual que en el flujo másico mostrado con anterioridad, prácticamente la totalidad de puntos modelados se encuentran en el umbral establecido, concentrándose los mayores errores a órdenes altos (10° y 12°) y afectando a menos del 3% de los casos estudiados, lo que descarta pérdida de capacidad de predicción a flujos másicos inferiores.

4.5. Resumen

En el presente capítulo se ha descrito y validado un modelo de predicción de la pérdida de presión en filtros de partículas diésel de flujo de pared con acumulación de hollín, acoplado a la resolución de las ecuaciones de conservación a lo largo de los canales del monolito. El modelo propuesto está basado en la representación del medio poroso como un lecho de partículas esféricas, tanto para la pared porosa como para la capa de partículas. A partir de la porosidad y del diámetro medio de poro es posible predecir la permeabilidad tanto de la pared porosa como de la capa de partículas, que definen la pérdida de presión por medio de la ley de Darcy.

El modelo permite realizar, aplicando un conjunto de hipótesis usualmente consideradas en el estudio de DPFs, la predicción de la pérdida de presión en aplicaciones discretas, es decir, para un nivel de acumulación de masa de hollín dado sin tener en consideración el historial previo del proceso de acumulación. Por lo tanto, se puede aplicar con un modelo global de motor para el análisis de las prestaciones del mismo, o en estudios dirigidos al análisis del proceso de regeneración en el DPF. Acoplado a un modelo de predicción de la eficiencia de filtrado, podría aplicarse también en el estudio de los procesos de acumulación desde una perspectiva continua.

Como hipótesis fundamental, a partir de una masa de hollín acumulada, el modelo redistribuye el hollín de manera homogénea a lo largo de todo el filtro, considerando que durante la fase de filtrado en lecho profundo no se da acumulación sobre la capa de partículas.

Los resultados del modelado durante la fase de filtrado en lecho profundo revelaron que la densidad de empaquetamiento del hollín en el interior de la pared porosa está altamente representada por la densidad que poseen aquellos agregados de hollín emitidos por el motor que poseen valores medios de dimensión fractal. La densidad de empaquetamiento del hollín fija el grado de penetración en la pared porosa. Los espesores de penetración obtenidos muestran un alto grado de similitud con los apuntes existentes en la literatura a partir de técnicas experimentales y de modelado mediante técnicas Lattice-Boltzmann.

Durante la fase de filtrado en lecho profundo, el incremento de pérdida de presión es función de la masa de hollín acumulada en la pared. Esta acumulación tiene como resultado el crecimiento del diámetro de las unidades colectoras. La dinámica de este crecimiento está controlada en el modelo por el factor de forma, que correlaciona de forma potencial con un factor de densidad dependiente de la densidad de empaquetamiento del hollín dentro de la pared porosa, la masa de hollín y el volumen de penetración de éste en la pared porosa.

Durante la fase de filtrado superficial el modelo predice la permeabilidad a partir de la porosidad de la capa de partículas, de la unidad colectoras característica y del diámetro medio de poro, que determina el valor del factor corrector de Stokes-Cunningham. Los resultados obtenidos han permitido concluir que el diámetro de la unidad colectoras queda bien representado por la moda de diámetro de la distribución de partículas a la entrada del DPF. Los valores obtenidos con el modelo predicen un rango de porosidad de la capa de partículas entre 0.6 y 0.7, orden de magnitud acorde a la porosidad de los agregados de hollín recogido en la literatura.

Se realizó una extensa validación experimental del modelo, que incluyó ensayos en banco motor y distintos bancos de flujo. De esta forma, haciendo uso de ensayos en condiciones ambiente en banco de flujo estacionario se pudo evaluar la capacidad del modelo para predecir los cambios en la permeabilidad de la pared porosa y la capa de partículas por el efecto de deslizamiento, dependiente del tamaño de poro del medio y de las propiedades del gas.

A través de ensayos en banco de impulsos, se evaluó la capacidad de reproducir la respuesta dinámica del modelo cuando se somete al filtro de partículas a excitaciones pulsantes de diferentes niveles de amplitud y duración. Esta instalación permite aislar la onda incidente al DPF, así como las que éste refleja y transmite. El modelado de estos ensayos y la comparación con los resultados experimentales ha constatado la capacidad del modelo para predecir los cambios que se producen en la onda reflejada y transmitida con elevada acumulación de hollín en comparación con condiciones limpias. No obstante, conviene indicar que la simplificación a elementos 0D de los conos de entrada y salida, así como las hipótesis de espesor constante de la capa de partículas en los canales de entrada y la distribución homogénea del hollín y el flujo másico en la sección transversal del DPF conducen a una ligera discrepancia con los resultados experimentales. Asimismo, estos ensayos permitieron evaluar la respuesta del modelo en el dominio de la frecuencia. Se obtuvieron resultados precisos a bajas frecuencias y aceptables a elevadas frecuencias, donde se observó que el modelo introduce un efecto disipativo.

Los ensayos en el banco de flujo pulsante permitieron extender el estudio de la respuesta dinámica del modelo de DPF a unas condiciones de funcionamiento más cercanas a las reales en un motor, permitiendo imponer un flujo másico medio con flujo pulsante y a diferentes niveles de temperatura del gas. Tanto en dominio temporal como de la frecuencia, el modelo mostró una capacidad de predicción óptima, reproduciendo correctamente la respuesta dinámica en un amplio rango de condiciones de operación.

Los resultados de la validación del modelo de predicción de pérdida de presión en filtros de partículas diésel de flujo de pared con acumulación de hollín han certificado la viabilidad de uso en una aplicación conjunta con un modelo de motor. De esta forma, se dispone de una herramienta fiable para realizar estudios de influencia del nivel de acumulación de hollín sobre las prestaciones del motor. Además, la predicción de la respuesta dinámica permite realizar un modelado fiable de la interacción con otros elementos de la línea de escape, como podría ser el colector de escape y la turbina en configuraciones pre-turbo, aspecto fundamental para la consecución de los objetivos de la presente tesis doctoral.

Bibliografía

- [1] Konstandopoulos A.G. y Johnson J.H. “Wall-flow diesel particulate filters - Their pressure drop and collection efficiency”. *SAE Technical Paper 890405*, 1989.
- [2] Konstandopoulos A.G. “Flow resistance descriptors for Diesel particulate filters: definitions, measurements and testing”. *SAE Technical Paper 2003-01-0846*, 2003.
- [3] Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Skaperdas E., Papaioannou E., Zarvalis D. y Kladopoulou E. “Fundamental studies of diesel particulate filters: transient loading, regeneration and aging”. *SAE Technical Paper 2000-01-1016*, 2000.
- [4] Mohammed H., Triana A.P., Yang S.L. y Johnson J.H. “An advanced 1D 2-layer catalized diesel particulate filter model to simulate: filtration by the wall and particulate cake, oxidation in the wall and particulate cake by NO₂ and O₂ and regeneration by heat addition”. *SAE Technical Paper 2006-01-0467*, 2006.
- [5] Lapuerta M., Ballesteros R. y Martos F.J. “A method to determine the fractal dimension of diesel agglomerates”. *Journal of Colloid and Interface Science*, Vol. 303, pp. 149–158, 2006.
- [6] Konstandopoulos A.G. “Deposit growth dynamics: particle sticking and scattering phenomena”. *Powder Technology*, Vol. 109, pp. 262–277, 2000.
- [7] Konstandopoulos A.G., Skaperdas E. y Masoudi M. “Microstructural properties of soot deposits in diesel particulate traps”. *SAE Technical Paper 2002-01-1015*, 2002.

- [8] Masoudi M. “Hydrodynamics of diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper 2002-01-1016*, 2002.
- [9] Neer A. y Koylo U. “Effect of operating conditions on the size, morphology, and concentration of submicrometer particulates emitted from a Diesel engine”. *Combustion and Flame*, Vol. 146, pp. 142–154, 2006.
- [10] Lapuerta M., Ballesteros R. y Agudelo J.R. “Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 1492–1499, 2006.
- [11] Murtagh M.J., Sherwood D.L. y Socha L.S. “Development of a diesel particulate filter composition and its effect on thermal durability and filtration performance”. *SAE Technical Paper 940235*, 1994.
- [12] Bensaid S., Marchisio D.L., Russo N. y Fino D. “Experimental investigation of soot deposition in diesel particulate filters”. *Catalysis Today*, Vol. 147, pp. 295–300, 2009.
- [13] Fino D., Russo N., Millo F., Vezza D., Ferrero F. y Chianale A. “New tool for experimental analysis of diesel particulate filter loading”. *Top Catalysis*, Vol. 52, pp. 13–20, 2009.
- [14] Yapaulo R.A., Wirojsakunchai E., Orita T., Foster D.E., Akard M., Walker L.R. y Lance M.J. “Impact of filtration velocities and particulate matter characteristics on diesel particulate filter wall loading”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 10 n° 5, pp. 287–304, 2009.
- [15] Yamamoto K., Satake S., Yamashita H., Takada N. y Misawa M. “Lattice Boltzmann simulation on porous structure and soot accumulation”. *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 72, pp. 257–263, 2006.
- [16] Yamamoto K., Oohori A., Yamashita H. y Daido S. “Simulation on soot deposition and combustion in diesel particulate filter”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 32, pp. 1965–1972, 2009.
- [17] Stewart M.L., Gallant T.R., Kim D.H., Maupin G.D. y Zelenyuk A. “Fuel efficient diesel particulate filter (DPF) modeling and development”. *Pacific Northwest National Laboratory, PNNL-19476*, 2010.
- [18] Gaiser G. y Mucha P. “Prediction of pressure drop in diesel particulate filters considering ash deposit and partial regeneration”. *SAE Technical Paper 2004-01-0158*, 2004.
- [19] Piqueras P. *Contribución al modelado termo-fluidodinámico de filtros de partículas diesel de flujo de pared*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2010.
- [20] Payri F., Broatch A., Serrano J. R. y Piqueras P. “Experimental-theoretical methodology for determination of inertial pressure drop distribution and pore structure properties in wall-flow diesel particulate filters (DPFs)”. *Energy*, Vol. 36, pp. 6731–6744, 2011.
- [21] Liati A. y Eggenschwiler P.D. “Characterization of particulate matter deposited in diesel particulate filters: Visual and analytical approach in macro-, micro- and nano-scales”. *Combustion and Flame*, Vol. 157(9), pp. 1658–1670, 2010.

-
- [22] Murtagh M.J. “Diesel particulate filters (DPF): A short course”. *Diesel particulate and NOx emissions course*, Ann Arbor, MI, 2002. University of Leeds.
- [23] Kittelson D.B. “Engines and nanoparticles, a review”. *Journal of Aerosol Science*, Vol. 29 n° 5-6, pp. 575–588, 1998.
- [24] Opris C.N. y Johnson J.H. “A 2-D computational model describing the flow and filtration characteristics of a ceramic Diesel particulate trap”. *SAE Technical Paper 980545*, 1998.
- [25] Rockne K.J., Taghon G.L. y Kosson D.S. “Pore structure of soot deposits from several combustion sources”. *Chemosphere*, Vol. 41, pp. 1125–1135, 2000.
- [26] Zhu J., Lee K.O., Yozgatligil A. y Choi M.Y. “Effects of engine operating conditions on morphology, microstructure, and fractal geometry of light-duty diesel engine particulates”. *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol. 30, pp. 2781–2789, 2005.
- [27] Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Vlachos N. y Kladopoulo E. “Progress in diesel particulate filter simulation”. *SAE Technical Paper 2005-01-0946*, 2005.
- [28] Lapuerta M., Oliva F. y Martínez-Martínez S. “Modeling of the soot accumulation in DPF under typical vehicle operating conditions”. *SAE Technical Paper 2010-01-2097*, 2010.
- [29] Broatch A. *Medida de la respuesta acústica de silenciadores*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1995.
- [30] Payri F., Desantes J.M. y Broatch A. “Modified impulse method for the measurement of the frequency response of acoustic filters to weakly nonlinear transient excitations”. *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 107 n° 2, pp. 731–738, 2000.
- [31] Allam S. y Abom M. “Acoustic modelling and testing of Diesel particulate filters”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 288, pp. 255–273, 2005.
- [32] Torregrosa A.J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P. “A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters”. *Energy*, Vol. 36, pp. 671–684, 2011.
- [33] Katari A., Syed M., Sickels M., Wahl T. y Rajadurai S. “Effect of aspect ratio on pressure drop and acoustics in diesel particulate filters”. *SAE Technical Paper 2004-01-0695*, 2004.
- [34] Moya D. *Contribución a la predicción del ruido pulsante de admisión y escape en motores de combustión interna alternativos*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2005.
- [35] Hicks J.T., Hill W.E. y Kotrba A.J. “DPF acoustic performance: An evaluation of various substrate materials and soot conditions”. *SAE Technical Paper 2011-01-2198*, 2011.
- [36] Munjal M.L. *Acoustics of ducts and mufflers*. John Wiley & Sons, New York, 1987.

- [37] Hua X., Liu J., Herrin D.W. y Elnady T. “Numerical simulation of diesel particulate filters in exhaust systems”. *SAE Technical Paper 2011-01-1559*, 2011.
- [38] Piñero G., Vergara L., Desantes J.M. y Broatch A. “Estimation of velocity fluctuations in internal combustion engine exhaust systems through beam forming techniques”. *Measurement Science and Technology*, Vol. 11, pp. 1585–1595, 2000.
- [39] Torregrosa A.J., Broatch A., Climent H. y T. Fernandez. “Time-domain modelling of turbo-compressors in DI diesel engines”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220, pp. 445–457, 2006.

Capítulo 5

Estudio computacional (1D) del post-tratamiento pre-turbo

Contenido

5.1. Introducción	146
5.2. Metodología del estudio	147
5.3. Análisis en condiciones de operación estacionaria	155
5.3.1. Efectos sobre las prestaciones	157
5.3.2. Efectos sobre la operación del post-tratamiento	160
5.3.2.1. Pérdida de presión	161
5.3.2.2. Temperatura	163
5.3.2.3. Influencia del nivel de acumulación del filtro de partículas	165
5.3.3. Efectos sobre el turbogruppo	169
5.3.4. Influencia de la ubicación del catalizador de oxidación	174
5.4. Análisis de los resultados en condiciones de operación transitoria	176
5.4.1. Transitorios de carga con alta temperatura inicial de pared	176
5.4.2. Transitorios de carga con baja temperatura inicial de pared	182
5.5. Resumen	192
Bibliografía	195

5.1. Introducción

Estando en posesión de una herramienta robusta y fiable para el modelado de filtros de partículas diésel de flujo de pared, se va a proceder a la evaluación de los efectos de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento sobre las prestaciones del motor mediante el uso del modelo de acción de ondas OpenWAM. La evaluación realizada consta del análisis de la respuesta del motor en condiciones de operación estacionarias y durante transitorios de carga a régimen de giro constante, llevada a cabo mediante la comparación con la configuración tradicional en la que los sistemas de post-tratamiento se ubican aguas abajo de la turbina. El estudio se realizó tomando como base un modelo de motor de gran cilindrada de aplicación en vehículos de transporte pesado. El motor está equipado con un sistema de post-tratamiento consistente en un catalizador de oxidación y un filtro de partículas diésel.

De acuerdo a lo expuesto, el presente capítulo queda estructurado de la siguiente manera:

- Validación del modelo de motor tanto en condiciones estacionarias como transitorias mediante la comparación con información experimental. El objetivo de este punto es garantizar que se dispone de un modelo capaz de reproducir los principales aspectos que describen la operación del motor.
- Adaptación de la geometría a la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Debido a las dimensiones del post-tratamiento de un motor de esta magnitud, es necesario realizar una optimización si se quiere emplazar aguas arriba de las turbinas con el objetivo de reducir la superficie de transmisión de calor y la inercia térmica.
- Evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en condiciones de operación estacionaria. Con el objetivo de extender el análisis a un amplio rango de funcionamiento, se ha realizado un estudio paramétrico definido por la apertura de las válvulas de EGR y wastegate en el punto característico de 1500 *rpm* y plena carga. Asimismo, se evaluó en este punto la sensibilidad de las configuraciones post- y pre-turbo del sistema de post-tratamiento a la acumulación de hollín en el DPF.
- Estudio de la capacidad de respuesta del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento ante transitorios de carga a régimen de giro constante. Este tipo de procesos permite evaluar la respuesta

dinámica del motor. En concreto, se pondrá especial interés en cuantificar el efecto de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento, cuya influencia positiva o negativa dependerá de las condiciones térmicas desde las que se inicia el proceso de aceleración. Para ello se modelaron transitorios de carga en los que el motor parte de baja carga pero desde un nivel térmico elevado y diferentes aceleraciones partiendo con el motor estabilizado en condiciones de baja carga, lo que implica un nivel térmico bajo.

5.2. Metodología del estudio

El modelo de motor empleado en el estudio ha sido un motor Diesel turbosobrealimentado en doble etapa. Se trata de un motor de 6 cilindros en línea equipado con una turbina de alta presión con waste-gate y una turbina fija de baja presión. El circuito de EGR de alta presión se encuentra dividido en dos ramas con válvulas independientes, así como con dos láminas que evitan reflujos desde el colector de admisión al de escape. Las principales características del motor se detallan en la tabla 5.1.

Tabla 5.1. Características básicas del motor sujeto a estudio.

Número de cilindros	6
Cilindrada	10836 cm ³
Diámetro	123 mm
Carrera	152 mm
Longitud de la biela	255 mm
Número de válvulas	4 por cilindro
Relación de compresión	16:1
Sistema de EGR	Alta presión refrigerado
Sistema de inyección	Common rail de inyección directa
Orden de encendido	1-5-3-6-2-4
Sobrealimentación	FGT con waste-gate + FGT

Como paso previo a la evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento se hace necesaria la validación del modelo. Para ello, se realizó un ajuste del modelo, tanto en condiciones de operación estacionaria como transitorias, haciendo uso de información experimental en banco motor. Los resultados del ajuste del modelo en condiciones de operación estacionaria a plena carga para los regímenes de motor de 1200, 1500 y 1800 *rpm* se muestran en la tabla 5.2. Conviene destacar que los resultados experimentales base se obtuvieron sin el sistema de post-tratamiento integrado en la línea de escape,

lo cual se puede ver también en la configuración del motor ajustado que se muestra en la figura 5.1 de acuerdo a la representación esquemática en la interfaz de OpenWAM.

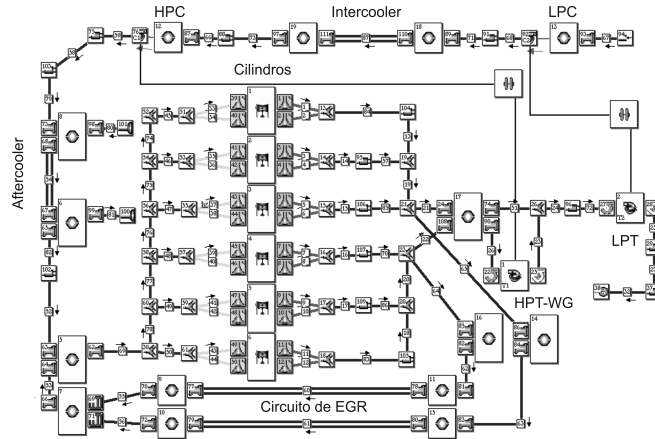


Figura 5.1. Representación esquemática del motor en la interfaz de OpenWAM para su ajuste a datos experimentales.

Como se puede apreciar en los resultados recogidos en la tabla 5.2, las diferencias entre los resultados del modelado y los datos experimentales no superan el 5% en las principales variables que definen el comportamiento del motor: flujo másico de aire, tasa de EGR, presiones y temperaturas en los colectores de admisión y de escape, así como los regímenes de los turbogrupos de alta y baja presión. Este hecho, sumado a la precisión obtenida en la predicción de las variables instantáneas mostradas en la figura 5.2 (presión en el colector de admisión, así como las presiones de entrada y salida de las turbinas de alta y baja presión), pone de manifiesto la capacidad del modelo para ser aplicado con garantías cuando se incluyan los sistemas de post-tratamiento.

La comparación medido-modelado de los transitorios de carga a los regímenes de giro constantes de 1200 y 1400 *rpm* se muestra en la figura 5.3. El motor fue inicialmente estabilizado en condiciones de plena carga. Durante todo el transitorio de carga, el waste-gate de la turbina de alta presión permanece cerrado. Una vez alcanzadas condiciones estables, comienza una etapa de 4 segundos en la que no se inyecta combustible y la válvula de EGR permanece cerrada. Posteriormente, el pedal se lleva al 100% iniciándose el proceso de aceleración tal como se muestra en la figura 5.3(a). El modelo es capaz de reproducir correctamente el flujo másico de aire, tal como se observa en la figura 5.3(b), lo que lleva a la correcta predicción de la masa de combustible

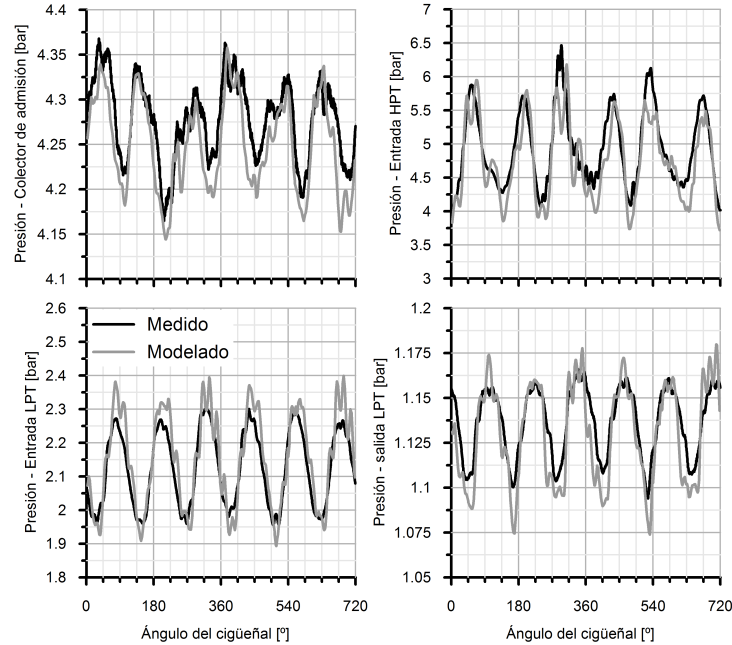


Figura 5.2. Comparación medido-modelado de las variables instantáneas. Condiciones de operación estacionaria a plena carga al régimen de 1500 rpm.

inyectada (figura 5.3(c)) con la ayuda del mapa del limitador de humos. El limitador de humos original se simplificó, de ahí las pequeñas diferencias de masa de fuel inyectado durante las primeras fases de la aceleración. Para predecir el proceso de combustión en régimen transitorio, el modelo hace uso de una técnica de interpolación en una base de datos de leyes de liberación de calor definidas por medio de la combinación de leyes de Wiebe. En función de las condiciones de operación del motor y del ángulo de cigüeñal interpolado en esta base de datos se obtiene la tasa de liberación de calor en cada instante de tiempo [1]. Los parámetros que definen estas funciones se obtuvieron a partir de la parametrización fenomenológica de la ley de liberación de calor [2], obtenidas mediante el diagnóstico de la combustión a partir de la presión en la cámara de combustión [3].

Una correcta simulación del proceso de combustión es primordial para predecir correctamente la energía contenida en los gases de escape, lo que a su vez se observa en la predicción de la presión tanto en el escape como en la admisión, mostradas en las figuras 5.3(d) y (e), respectivamente. Finalmente, en la figura 5.3(f) se observa la correcta predicción de la respuesta dinámica

Tabla 5.2. Comparación medido-modelado de las variables medias. Condiciones de operación estacionaria a plena carga a los regímenes de 1200, 1500 y 1800 rpm.

Variable	Punto	Medido	Modelado	Error [%]
Par efectivo adimensionalizado [-]	1200	1	1.011	1.10
	1500	0.975	0.996	2.11
	1800	0.825	0.849	2.85
Flujo másico de aire [kg/s]	1200	0.276	0.283	2.54
	1500	0.363	0.365	0.72
	1800	0.395	0.388	-1.63
Tasa de EGR [%]	1200	24.61	23.92	-2.78
	1500	29.15	28.46	-2.35
	1800	33.59	33.70	0.32
Presión - Colector de admisión [bar]	1200	3.55	3.5	-1.22
	1500	4.27	4.25	-0.55
	1800	4.39	4.44	1.02
Presión - Entrada HPT [bar]	1200	3.84	3.88	1.09
	1500	5.92	4.94	0.32
	1800	5.35	5.34	-0.12
Temperatura - Colector de admisión [°C]	1200	49.18	51.51	4.73
	1500	86.3	81.99	-4.99
	1800	106.58	110.53	3.71
Temperatura - Entrada HPT [°C]	1200	536.36	509.73	-4.96
	1500	564.92	536.70	-4.99
	1800	549.76	540.89	-1.61
Régimen turbo de alta presión [°C]	1200	101320	102839	1.50
	1500	107727	107613	-0.11
	1800	108933	109306	0.34
Régimen turbo de baja presión [rpm]	1200	63262	61397	-2.95
	1500	74547	76041	2.00
	1800	76976	74680	-2.98

del motor que proporciona el modelo, sólo viéndose afectada en los primeros instantes de la aceleración por la anteriormente citada simplificación del limitador de humos.

Los datos del sistema de post-tratamiento empleado en el estudio de modelado se muestran en la tabla 5.3. Es un sistema compuesto por un catalizador de oxidación previo al filtro de partículas. El objetivo de esta posición relativa entre ambos sistemas es desplazar el equilibrio de NOx hacia la formación de NO_2 en el catalizador de oxidación. Con ello se favorece la regeneración pasiva en el DPF, ya que el NO_2 oxida las partículas a una temperatura inferior que el O_2 [4, 5].

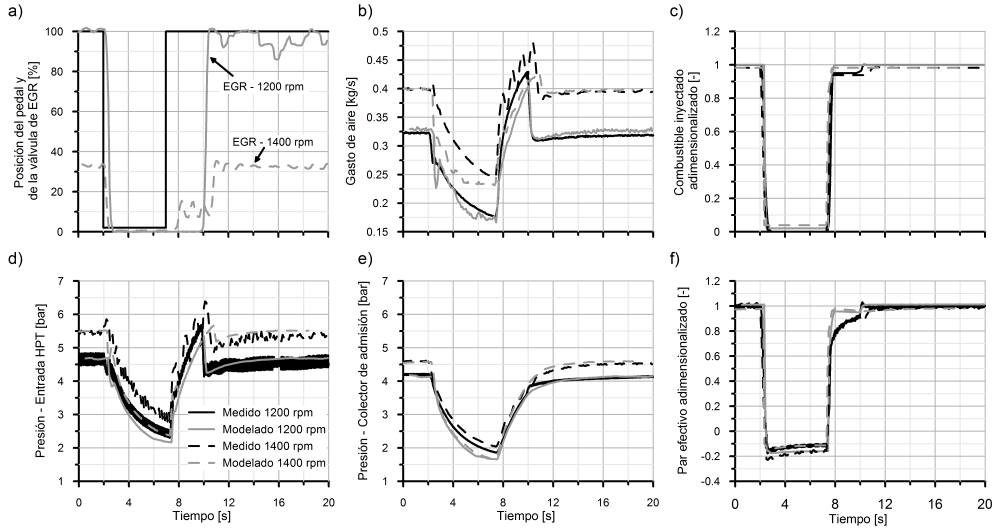


Figura 5.3. Comparación medido-modelado. Condiciones de operación: transitorios de carga a los regímenes constantes de 1200 y 1400 rpm.

Tabla 5.3. Características del sistema de post-tratamiento empleado en el estudio de modelado.

	Post-turbo		Pre-turbo	
	DPF	DOC	DPF	DOC
Longitud [m]	0.3	0.075	2 x 0.15	2 x 0.0375
Diámetro [m]	0.27	0.27	0.27	0.27
Volumen [l]	17.46	4.25	2 x 8.73	2 x 2.125
Densidad de celdas [cpsi]	100	200	100	200
Número de canales [-]	17749	17317	17749	17317
Lado del canal [mm]	2.1	1.68	2.1	1.68
Ancho de pared [mm]	0.43	0.11	0.43	0.11
Permeabilidad [mm]	1.8×10^{-13}	-	1.8×10^{-13}	-
Porosidad [-]	0.48	-	0.48	-
Diámetro medio de poro [μm]	12.5	-	12.5	-
Área de filtrado / catálisis [m^2]	11.1	8.86	2 x 5.55	2 x 4.43

A la vista de los elevados valores de longitud y diámetro del sistema de post-tratamiento, y sumando los volúmenes de entrada y salida de cada componente, se hace recomendable una adaptación del volumen total que conduzca a su reducción si se desea emplazar aguas arriba de las turbinas. Por un lado, se sabe que el incremento del volumen del colector de escape penaliza la energía

disponible por la turbina [6], y por el otro, un excesivo volumen dificulta la instalación del sistema de post-tratamiento en la cabina del motor.

En la figura 5.4 se muestra la configuración tradicional del sistema de post-tratamiento aguas abajo de las turbinas (esquema (a)), y la ubicación pre-turbo propuesta (esquema (b)). Esta última configuración (mostrada en la figura 5.5) mantiene constante las áreas catalíticas y de filtrado del sistema de post-tratamiento original.

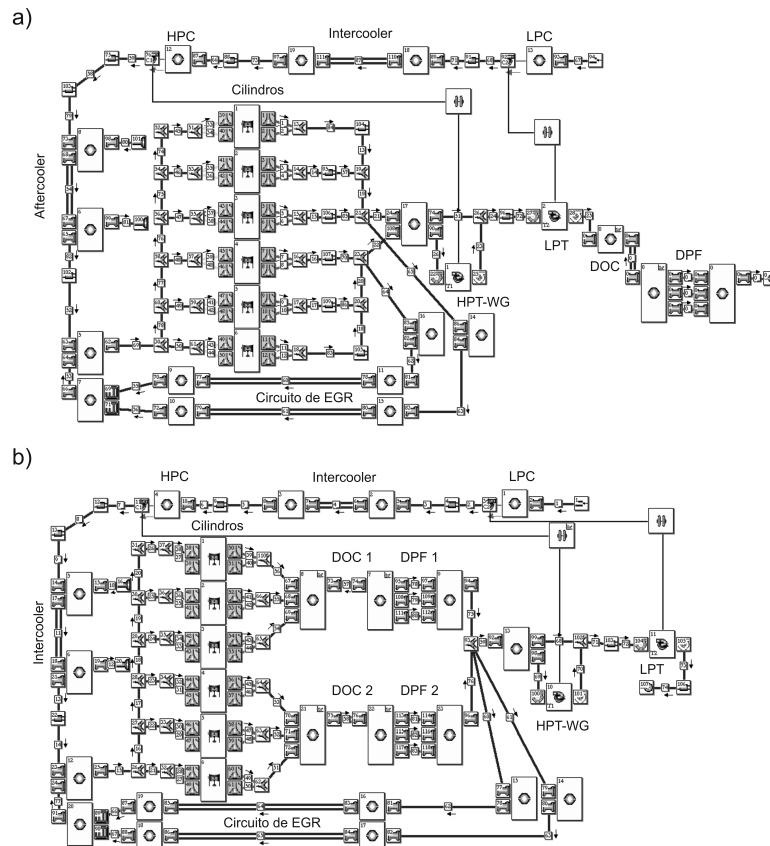


Figura 5.4. Representación esquemática de la configuración post- y pre-turbo del sistema de post-tratamiento en la interfaz de OpenWAM.

Tanto el DOC como el DPF se han dividido en dos ramas paralelas integradas como parte del colector, descargando tres cilindros en cada una de estas ramas. Esta nueva arquitectura de colector de escape, permite reducir las interferencias entre cilindros con procesos de combustión consecutivos en

motores de 6 cilindros, reduciendo las pérdidas por bombeo. Asimismo, al eliminar los fenómenos de interferencia entre ondas, no sería necesario el uso de turbinas tipo twin, que ofrecen menor rendimiento que las convencionales [6].

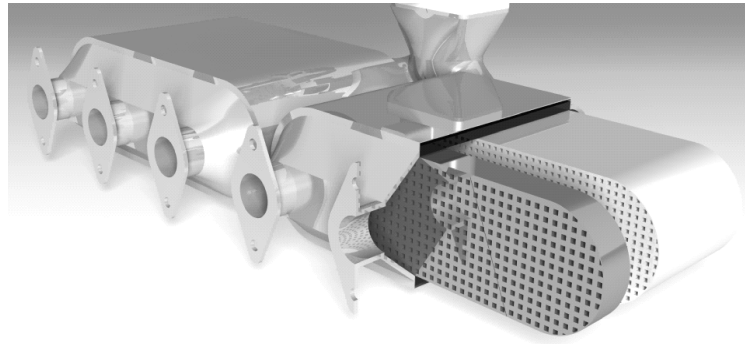


Figura 5.5. Esquema de un prototipo de colector de escape multifuncional con el sistema de post-tratamiento integrado.

Una de las variables que se han tenido en cuenta en el estudio realizado ha sido el nivel de acumulación de hollín en el DPF. La figura 5.6 muestra los resultados de la curva de carga del DPF empleado en el estudio. La caracterización experimental del proceso de carga del DPF se realizó en condiciones de operación estacionaria, con un flujo másico de aire a través del filtro de 0.284 kg/s y una temperatura del gas a la entrada del DPF de 260°C [7]. Como se desprende de la figura 5.6, el modelo de predicción de la pérdida de presión, validado en el Capítulo 4, reproduce con precisión la evolución de la pérdida de presión con la acumulación de partículas.

Los volúmenes de entrada y salida a cada sistema de post-tratamiento se modelaron como elementos 0D, asumiendo por tanto una distribución de flujo homogénea por no tener en cuenta sus geometrías específicas. Debido a la necesidad de no incrementar en demasía el coste computacional a la hora de modelar las distintas configuraciones, se estableció una discretización radial del monolito reducida a tres haces de canales. Como se expuso en el Capítulo 3, este nivel de discretización permite modelar correctamente tanto la temperatura de salida del DPF como la temperatura de la pared exterior, siendo un nivel de precisión aceptable para el presente estudio.

Asimismo, no se tuvieron en cuenta las distintas reacciones químicas, y por lo tanto la energía liberada asociada a ellas tanto en el catalizador de oxidación como en el filtro de partículas. Sin embargo, se espera que asumiendo estas consideraciones se está subestimando la temperatura de salida del sistema de

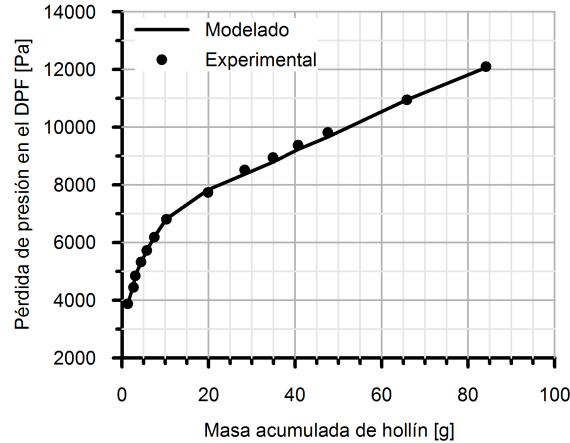


Figura 5.6. Comparación entre la pérdida de presión experimental y modelada de la curva de carga del DPF.

post-tratamiento, y por lo tanto la energía disponible en la turbina de alta presión. De esta forma, el estudio se encuentra en el lado de la seguridad por lo que respecta a la discusión de los resultados.

Con respecto al sistema de EGR de alta presión, la configuración propuesta presenta un cambio en la línea de EGR encontrándose la toma de los gases recirculados posterior al filtro de partículas, tal como muestra la figura 5.4(b). Esta arquitectura supone disponer de un sistema de EGR de alta presión con gases libres de partículas, que presenta una serie de ventajas tecnológicas que a continuación se detallan:

- La ausencia de partículas en el gas elimina las deposiciones de hollín en la línea de EGR (válvula, línea e intercooler de EGR). Este hecho permite alargar la vida útil de estos sistemas, reduciendo la pérdida de eficiencia [8] y evitando el aumento de la pérdida de presión en el intercooler de EGR por la acumulación de hollín.
- Posibilidad de descargar el EGR limpio de alta presión aguas arriba del aftercooler, evitando así el uso del intercooler de EGR y mejorando la mezcla aire fresco-EGR, con lo que se reduce la dispersión de EGR entre cilindros.

De manera adicional, el incremento de volumen en el colector de escape supone un aumento de la transmisión de calor, afectando de manera directa a

la energía disponible por la turbina de alta presión. Este fenómeno penalizaría a la configuración pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento. Con el ánimo de reducir este efecto, se propone un aislamiento del colector de escape con el sistema de post-tratamiento integrado (no considerado en la configuración de referencia), cuyas características se detallan en la tabla 5.4, para las temperaturas de trabajo. La numeración de las capas indica el orden del material empleado desde el interior hasta el exterior del colector de escape.

En primer lugar se propone una capa de hierro de 1 mm de espesor, cuyo objetivo es reducir la inercia térmica del colector. Esta capa se encuentra cubierta, en su pared exterior, por una proyección cerámica de 1 mm de espesor para aumentar el aislamiento térmico, reduciendo la conductividad radial. El tercer nivel consta de una cámara de aire de 3 mm, que reduce la transmisión de calor por convección y conducción. Por último, se propone una capa de acero inoxidable de 3 mm de espesor que actúa como carcasa exterior del colector.

Tabla 5.4. Características del sistema del aislamiento del colector de escape empleado en el modelado con la configuración pre-turbo.

Capa	Material	Espesor [mm]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/kgK]	k [W/mK]
1	Hierro, 0.5 % C [9]	1	7849	460	58
2	Cerámica (MgZrO ₃)[10]	1	5600	650	0.8
3	Aire [9]	3	1.295	1055	0.024
4	Acero inoxidable 18 % Cr, 8 % Ni [9]	3	7817	460	16.3

5.3. Análisis en condiciones de operación estacionaria

Para realizar la evaluación de la configuración pre-turbo en condiciones de operación estacionaria se llevó a cabo un estudio paramétrico en el punto de plena carga y 1500 rpm, característico en este tipo de motores. Las variables del estudio paramétrico fueron la posición de las válvulas de EGR y waste-gate. Dichas aperturas varían de 0 a 100 % en el caso de la válvula de EGR y de 0 a 35 % para la válvula de waste-gate, manteniendo constante la masa de fuel inyectada en todos los puntos de operación. De esta manera, es posible

realizar el estudio abarcando un rango amplio de tasa de EGR y de relación aire-combustible, que a partir de este momento se referirá como AFR¹.

Los resultados del estudio paramétrico para las dos configuraciones del colector de escape se muestran en la figura 5.7, para condiciones limpias del DPF. El diagrama incluye como magnitud de contorno en escala de grises las variaciones del consumo específico adimensionalizado (*bsfc). Éste se ha definido como la variación porcentual del consumo específico con respecto al obtenido en el punto de operación de referencia, identificado en las figuras con un punto negro. Dicho punto de operación de referencia se estableció en un valor de AFR de 22.5 y una tasa de EGR del 25 %, siendo esta tasa de EGR la más alta alcanzada por el motor para el mismo valor de AFR en ambas configuraciones. En dicho gráfico se incluyen también las variaciones de la tasa de EGR (en línea discontinua) y el AFR (en línea continua), para los distintos grados de apertura de las válvulas de EGR y waste-gate. Cabe destacar las mayores tasas de EGR que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de alcanzar con menores aperturas de la válvula de EGR y mayores de la válvula de waste-gate.

Aunque los diagramas mostrados en la figura 5.7 son útiles para encontrar los valores de apertura de las válvulas necesarios para obtener las tasas de EGR y dosados requeridos en la configuración pre-turbo, cuantificar los cambios debidos a esta nueva configuración de la línea de escape resulta complejo. Por esta razón, se propone como vía alternativa para representar los resultados comparar las variables de interés en términos de diferencias entre la configuración post- y pre-turbo, para valores iguales de tasa de EGR y AFR. La figura 5.8 muestra las tasas de EGR y los valores de AFR obtenidos en ambas configuraciones para las distintas aperturas de las válvulas de EGR y waste-gate. Como se puede apreciar, la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento posee una menor área de operación que la pre-turbo, ofreciendo esta última mayores niveles de tasa de EGR para valores de AFR inferiores a 22. Durante toda la discusión se realizarán las pertinentes comparaciones en la región del diagrama en la que pueden operar las dos arquitecturas del colector de escape sujetas a estudio. Esta región está delimitada en la figura 5.8 por la línea gris discontinua. Dicha comparación se realizará a través de la diferencia, en la magnitud estudiada, entre la configuración pre-turbo y la post-turbo del sistema de post-tratamiento.

¹Del inglés *air-to-fuel ratio*.

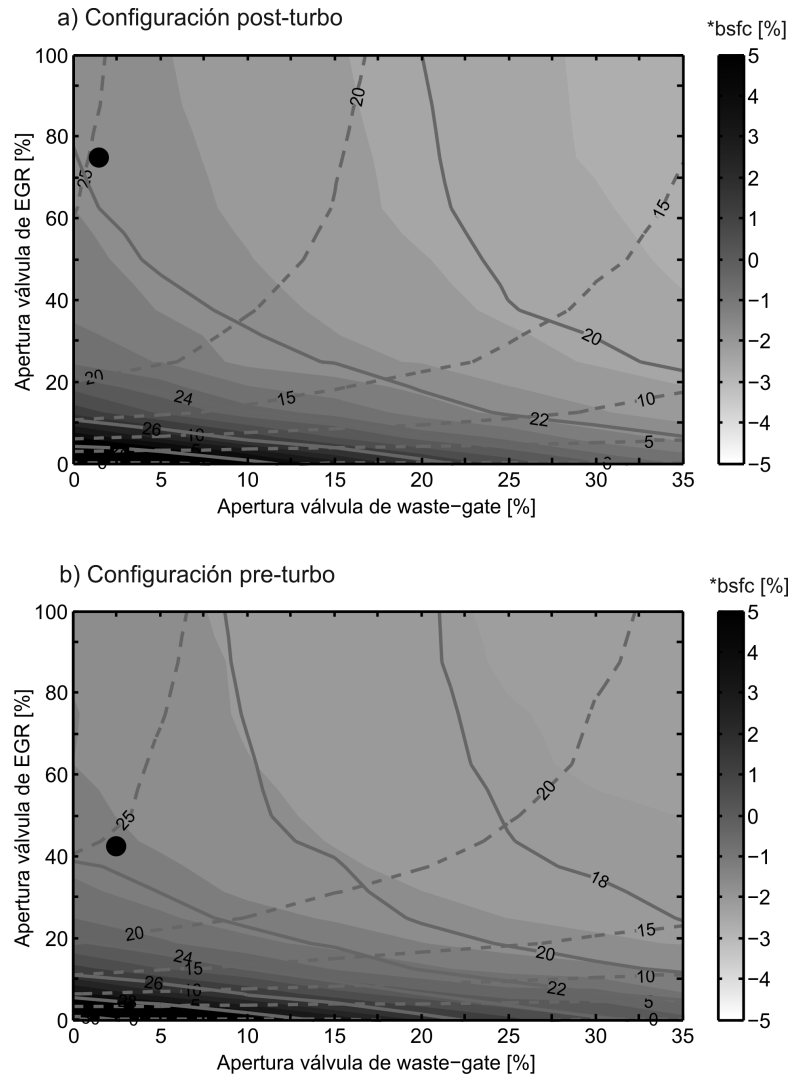


Figura 5.7. Consumo específico de las configuraciones post- y pre-turbo en función de la posición de apertura de las válvulas de EGR y waste-gate. Condiciones de operación estacionaria a plena carga al régimen de 1500 rpm con DPF limpio.

5.3.1. Efectos sobre las prestaciones

Las diferencias de consumo específico en términos porcentuales entre las dos configuraciones estudiadas ($\frac{bsfc_{pre} - bsfc_{post}}{bsfc_{post}} \times 100$) se muestran en la figura 5.9(a), donde se observa una clara dependencia con el AFR. La configuración

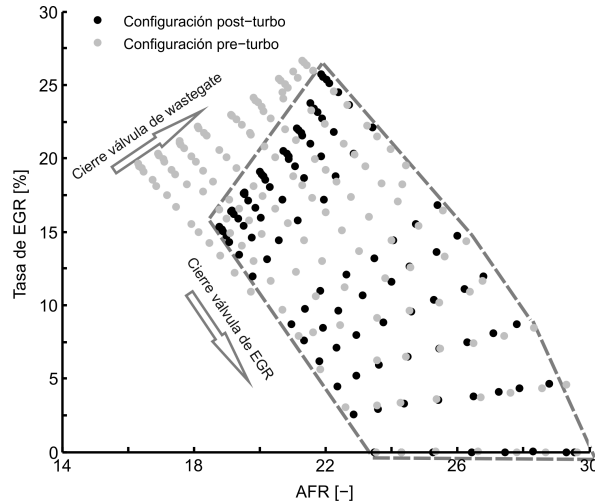


Figura 5.8. Diagrama de tasa de EGR y AFR en función del grado de apertura de las válvulas de EGR y wastegate, obtenidos con las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

pre-turbo del sistema de post-tratamiento conlleva una penalización de hasta el 0.5% en consumo específico para valores de AFR menores a 21 (zona izquierda del gráfico). Por el contrario, a medida que la válvula de wastegate se cierra, lo que implica el aumento de flujo másico de aire y por tanto mayores valores de AFR, la penalización no sólo se reduce sino que se alcanzan reducciones de hasta el 2% en consumo específico frente a la configuración tradicional. Si se fija la atención en la zona inferior del gráfico, donde las tasas de EGR tienden a cero, la configuración pre-turbo ofrece ventaja en consumo para cualquier punto de funcionamiento con independencia del valor de AFR. Este dato pone de manifiesto el potencial de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento junto con un sistema SCR para la reducción de las emisiones de NOx, ya que con este dispositivo son necesarias tasas muy bajas de EGR o incluso puede llegar a prescindirse de esta técnica si la eficiencia del SCR es elevada [11].

Como es de esperar, la tendencia de las pérdidas por bombeo son análogas al consumo específico, con reducciones de hasta 40000 Pa en presión media de bombeo (pmb) para la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en los valores más altos de AFR. Para que el lector se haga una idea del orden de magnitud de los niveles de trabajo, en la figura 5.9(b) se muestra el valor de la pmb para ambas configuraciones en el punto de referencia (tasa de EGR

de 25 % y AFR de 22), donde la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento presenta una reducción de 6200 Pa.

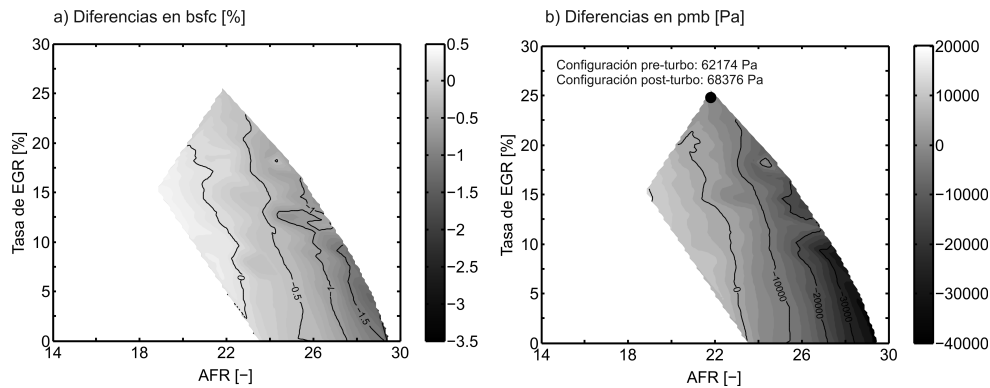


Figura 5.9. Diferencias en (a) consumo específico y (b) pmb entre las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

La principal contribución a las diferencias en el proceso de bombeo es la reducción de las interferencias entre los procesos de escape de cilindros de combustión consecutiva. Este fenómeno se describe en la figura 5.10, donde se compara el diagrama p-V para el punto de operación estacionario a plena carga y 1500 rpm con un AFR y una tasa de EGR de 28 y 5%, considerando diferentes configuraciones de la línea de escape. Además de la configuración tradicional, con el sistema de post-tratamiento aguas abajo de las turbinas, se consideran dos arquitecturas para el caso de la ubicación pre-turbo del DOC y DPF. Una de ellas es la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento con división en dos ramas descritas en el apartado 5.2. Como alternativa, se representa también el diagrama p-V para una configuración pre-turbo con una única rama, de modo que los cilindros descargan a la entrada del sistema de post-tratamiento. Como se puede apreciar en la figura 5.10, la configuración sujeta a estudio modifica el lazo de bombeo, presentando una forma rectangular debido a la descarga directa del cilindro sobre el volumen de entrada al sistema de post-tratamiento en ausencia de interferencias con la descarga desde otros cilindros. Este hecho permite reducir el trabajo de bombeo en un 8 % con respecto a la configuración de referencia, mientras que la disposición del sistema de post-tratamiento en una única rama aguas arriba de las turbinas presentaría, en este punto de operación, una penalización en trabajo de bombeo del 3.3 %. Ello se debe a la presencia de interferencias en el proceso de escape entre cilindros. A su vez, este hecho conduce a la necesidad

de incrementar el grado de cierre de la válvula de waste-gate de la turbina de alta presión, incrementándose finalmente el trabajo de bombeo.

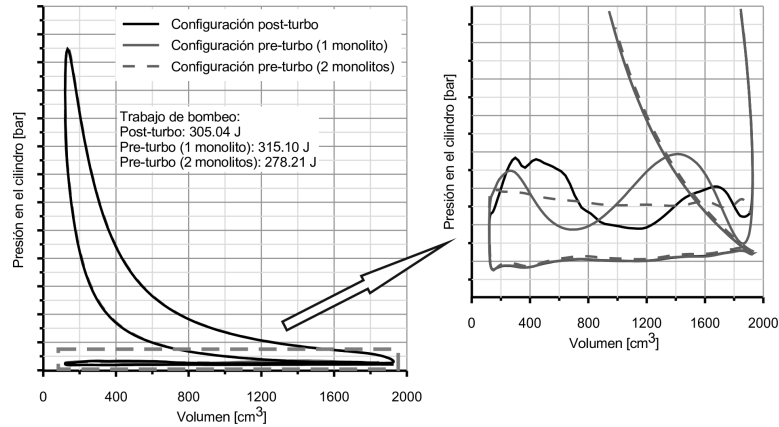


Figura 5.10. Comparación del diagrama p - V para diferentes configuraciones de la línea de escape. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con una tasa de EGR del 5%, AFR igual a 28 y DPF limpio.

Asimismo, existe otra serie de factores que contribuyen a las diferencias en el proceso de bombeo entre ambas configuraciones que se irán describiendo a lo largo de los siguientes apartados:

- Cambios en la operación del sistema de post-tratamiento.
- Posición relativa de la válvula de waste-gate entre ambas configuraciones.
- Desaparición del efecto multiplicativo de la relación de expansión en la configuración pre-turbo.

5.3.2. Efectos sobre la operación del post-tratamiento

La disposición del sistema de post-tratamiento en una zona de la línea de escape del motor con un mayor nivel de presión y temperatura implica cambios en la respuesta del sistema, afectando principalmente a la pérdida de presión por las diferencias de densidad [12–14], a la presión en el colector de escape y a la transmisión de calor. En los siguientes apartados se va a mostrar un estudio detallado de los cambios en la operación del DPF y DOC debido a su nueva localización.

5.3.2.1. Pérdida de presión

Las diferencias en términos de pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento entre la configuración pre- y post-turbo se muestran en la figura 5.11 para el punto de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm. Se observa que el sistema de post-tratamiento en la localización tradicional genera una mayor pérdida de presión. Además, se ha de tener en cuenta que este resultado se produce para toda tasa de EGR y todo nivel de AFR, ya que cuanto se realiza EGR, el flujo másico trasegado por el sistema de post-tratamiento en ubicación post-turbo es inferior al caso pre-turbo, que trasiega la totalidad del flujo másico por existir EGR limpio de alta presión, tal como se ha descrito en el apartado 5.2. Como se desprende de la figura 5.11, las reducciones en pérdida de presión oscilan entre los 5000 y 10000 Pa. La razón de este hecho es el efecto de la densidad [12, 13], que es superior en el caso de la configuración pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento. Por lo tanto, para igualdad de sección transversal y flujo másico, la velocidad disminuye a la entrada del sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina. Debido a este resultado y a que la pérdida de presión depende linealmente de la densidad pero posee dependencia cuadrática con la velocidad, el sistema de post-tratamiento genera menos pérdida de carga en la localización aguas arriba de las turbinas.

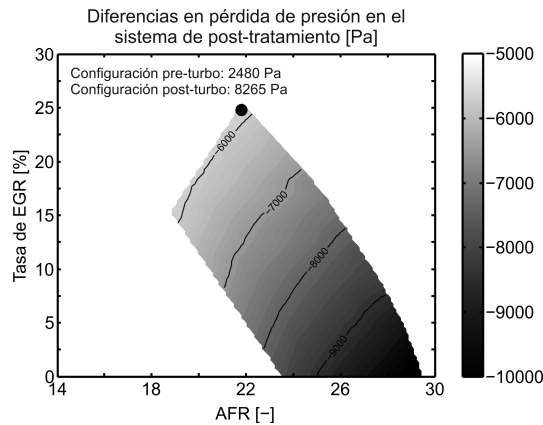


Figura 5.11. Diferencias en pérdida de presión entre la configuración pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

Para explicar la tendencia en la diferencia de presión se hace necesario apoyarse en la figura 5.12, que muestra las densidades y velocidades a la en-

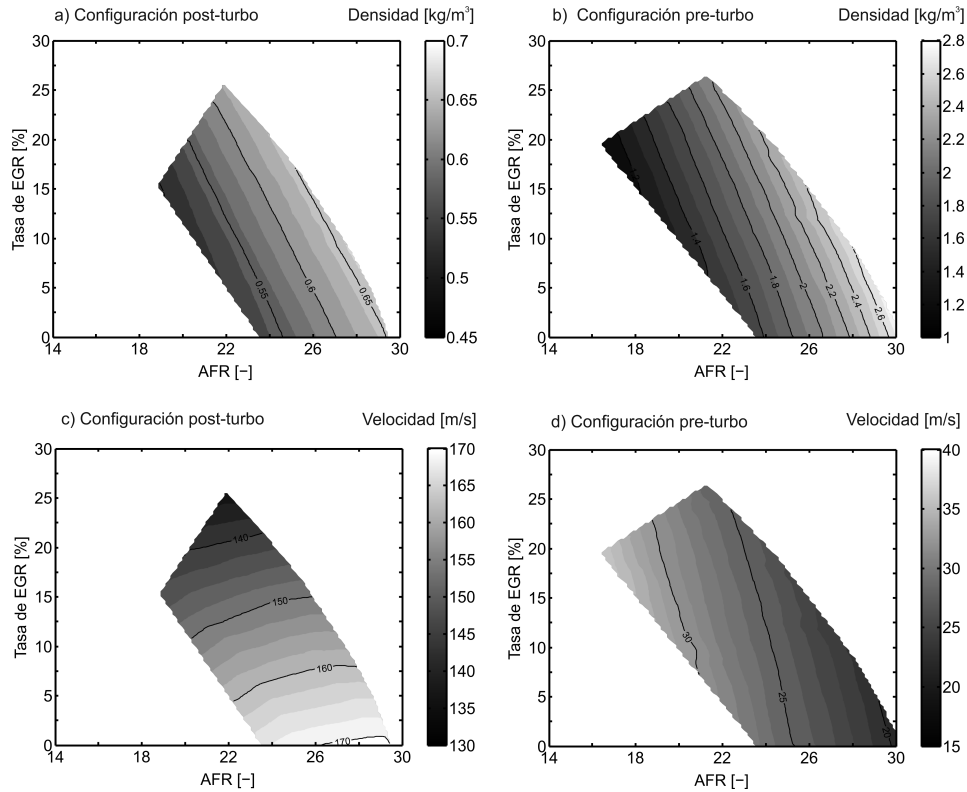


Figura 5.12. Densidad y velocidad a la entrada del DOC en las configuraciones post- y pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

trada del sistema de post-tratamiento para las dos configuraciones de la línea de escape en todo el rango de operación estudiado. Para una tasa de EGR constante, las diferencias en pérdida de presión (figura 5.11) aumentan a medida que lo hace el AFR, o lo que es lo mismo, el flujo másico de aire debido a mayores cierres de la válvula de waste-gate de la turbina de alta presión. Esto se debe a que para menores valores de apertura de esta última, la presión en el colector de escape (entrada al sistema de post-tratamiento en la configuración pre-turbo) tiene una mayor tasa de crecimiento que la presión a la entrada del post-tratamiento cuando éste se ubica aguas abajo de las turbinas. Por lo tanto, a medida que aumenta el flujo másico de aire, la densidad crece de manera importante a la entrada del sistema de post-tratamiento, haciendo bajar incluso el valor de la velocidad, tal como muestran las figuras 5.12 (b) y (d) respectivamente. Dado que la pérdida de presión en el sistema depende

cuadráticamente de la velocidad, $\Delta p \sim \frac{1}{2}\rho u^2$, ésta baja si se dispone el sistema de post-tratamiento aguas arriba de las turbinas. Por el contrario, en el emplazamiento tradicional, como la densidad crece a una tasa muy reducida aguas abajo de las turbinas cuando se incrementa el AFR, la velocidad de flujo se incrementa, tal como muestran las figuras 5.12 (a) y (c), incrementando a su vez la pérdida de presión en el sistema.

Por otra parte, las diferencias en pérdida de presión del sistema de post-tratamiento en función de su ubicación a nivel de AFR constante disminuyen a medida que la tasa de EGR aumenta. Tal como se indicó anteriormente, se debe a que el sistema de post-tratamiento ubicado aguas arriba de la turbina trasega el mismo flujo másico de aire correspondiente al AFR, pero también el flujo másico de EGR. En el caso de la ubicación del post-tratamiento aguas abajo de las turbinas, el flujo másico trasegado es constante con independencia de la tasa de EGR.

5.3.2.2. Temperatura

La figura 5.13 muestra, tomando como referencia condiciones de operación a 1500 rpm y plena carga, el gran potencial de la ubicación pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento para aumentar la temperatura a la entrada de los mismos. Con la configuración pre-turbo se obtienen incrementos de temperatura entre 150 y 240°C a la entrada del DPF en el rango de operación estudiado.

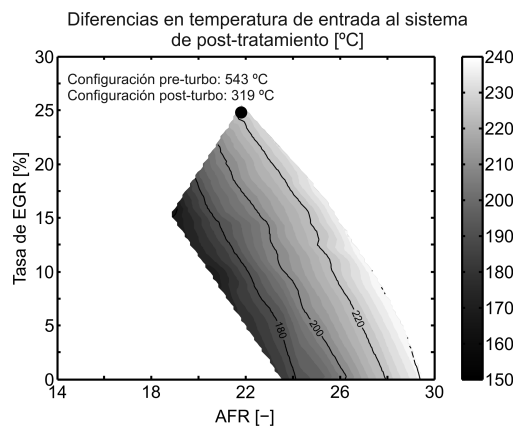


Figura 5.13. Diferencias en la temperatura a la entrada del sistema de post-tratamiento entre la configuración pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

Los mayores incrementos de temperatura se dan en la zona inferior derecha del gráfico, con bajos valores de tasas de EGR y mayores flujos de aire fresco (AFR). Esto se debe a que en esta zona se dan los mayores valores de relación de expansión en las turbinas, bajando la temperatura a la entrada del DPF cuando éstas se sitúan aguas abajo de la turbina. Los resultados obtenidos evidencian la existencia de una gran variedad de puntos de operación del motor en los que se mejorarían las condiciones de funcionamiento del DPF para que tenga lugar la regeneración pasiva del mismo, reduciendo la necesidad del uso de técnicas de regeneración activa, el uso de aditivos o la inclusión de catalizadores en el DPF que incrementan de manera importante el coste de fabricación.

El análisis de la temperatura en el último punto de la línea de escape, donde se ubicaría el SCR, mostrado en términos de diferencias en la figura 5.14, permite realizar otro apunte de interés. En el caso de la configuración pre-turbo, este punto se localiza inmediatamente aguas abajo de la turbina de baja presión, y aguas abajo del filtro de partículas en el caso de la configuración post-turbo.

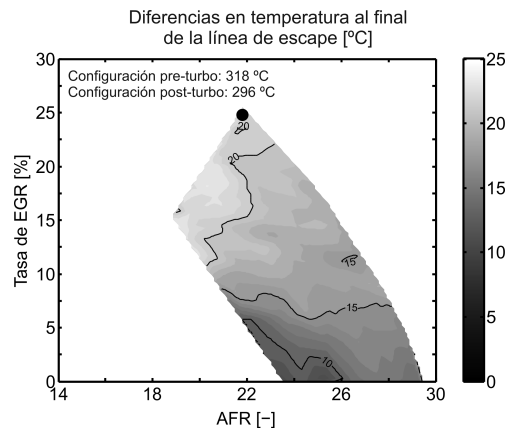


Figura 5.14. Diferencias en la temperatura al final de la línea de escape entre la configuración pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

Tal como se desprende de la figura, la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento permite alcanzar entre 10 y 20°C más de temperatura en el último punto de la línea de escape en cada configuración, lo que resulta positivo en caso de existir un sistema SCR. La eficiencia de este sistema posee una dependencia muy fuerte con la temperatura del gas, lo que resultaría en

una eficiencia de conversión superior en caso de complementar a la configuración pre-turbo del DOC y DPF. Existen una serie de razones que explican este fenómeno. Por un lado, en el estudio se aplicó un aislamiento en el colector de escape con el post-tratamiento integrado en la configuración pre-turbo, lo que reduce la caída de temperatura; y por otro, la línea de escape en la configuración de referencia posee mayor longitud, lo que incrementa la superficie de transferencia de calor. Asimismo, el uso de un sistema SCR emplazado a la salida de la turbina junto a una configuración pre-turbo del DOC y DPF permitiría beneficiarse de la turbulencia del gas a la salida de ésta, lo que evitaría el uso de sistemas que favorezcan la mezcla gas-urea muy comunes en este sistema de post-tratamiento de NOx [15] y que contribuyen al aumento de la contrapresión sufrida por el motor.

5.3.2.3. Influencia del nivel de acumulación del filtro de partículas

Previamente, en el apartado 5.3.2.1, se expuso el efecto de la densidad del gas como razón de los cambios en la pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento, dependiendo de su localización en la línea de escape. El aumento de densidad en la ubicación pre-turbo reduce la velocidad del flujo a través de los sistemas de post-tratamiento. Ello disminuye las pérdidas de presión inerciales en los diferentes elementos del sistema (entrada y salida de los conos y monolito) y a su vez, implica una menor velocidad a través de la pared porosa y capa de partículas, en caso de existir. Este hecho contribuye a una menor pérdida de presión en el medio poroso, tal como se desprende de la ecuación 2.11. A este efecto se suman las mayores temperaturas del gas en la ubicación pre-turbo del DPF, que aumentan el deslizamiento del flujo en el interior de la paredes porosas. Ello produce el aumento del factor corrector de Stokes-Cunningham, definido en la ecuación 2.8, que a su vez produce el incremento de la permeabilidad del medio poroso.

Como soporte a la explicación, en la figura 5.15 se muestran las velocidades de filtrado en las dos configuraciones de la línea de escape estudiadas para tres niveles de acumulación de hollín: limpio, 0.6 y 4.6 g/l. El punto de operación corresponde a condiciones estacionarias a plena carga y 1500 rpm con una tasa de EGR de 25 % y un AFR igual a 22. En la figura se puede comprobar la importante reducción de la velocidad de filtrado a la que conduce la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento (representada por las líneas en color gris), presentando un perfil prácticamente constante para cualquier nivel de acumulación de hollín a lo largo de toda la longitud del monolito. Este hecho implica una distribución del espesor de la capa de partículas casi constante, favoreciendo las condiciones para que se de una regeneración más

rápida, tal como apuntan Konstandopoulos *et al.* [16]. Por el contrario, la configuración post-turbo presenta un perfil de velocidad de filtrado parabólico en condiciones limpias, aumentando el valor de la velocidad de filtrado especialmente en el tramo final de los canales, lo que produce una mayor acumulación de partículas en esta región. A medida que la acumulación de partículas crece, con la consiguiente disminución de la permeabilidad, el perfil de velocidad de filtrado tiende a una distribución casi constante [17].

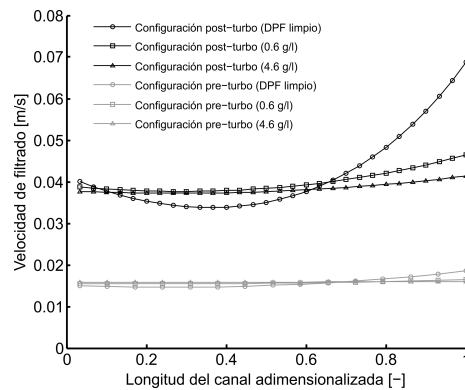


Figura 5.15. Velocidad de filtrado en función de la localización del DPF y el nivel de acumulación de partículas. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con tasa de EGR del 25 % de EGR y AFR igual a 22.

La figura 5.16 muestra las diferencias en consumo específico entre las dos configuraciones de la línea de escape para tres niveles de acumulación de hollín. Esta figura permite analizar la diferente sensibilidad que muestran a la acumulación de partículas las ubicaciones post-turbo y pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento. Analizando en detalle la figura, se observa que a medida que aumenta la acumulación de hollín en el DPF, la zona de operación en que la configuración pre-turbo penaliza el consumo específico con respecto a la configuración tradicional se reduce, hasta prácticamente desaparecer con un nivel de acumulación de hollín de 4.6 g/l. De manera complementaria, crece el rango de operación del motor en que se obtiene una reducción del consumo específico, cuyo valor máximo es también creciente con el aumento de acumulación de hollín. Este resultado demuestra la mayor sensibilidad a la acumulación de hollín de la configuración tradicional.

Los resultados mostrados en las figuras 5.17 y 5.18 confirman estos resultados. La figura 5.17 presenta los valores de tasa de EGR y AFR que cada configuración de la línea de escape es capaz de alcanzar en operación estacionaria a 1500 rpm y plena carga para las distintas aperturas de las válvulas de EGR y

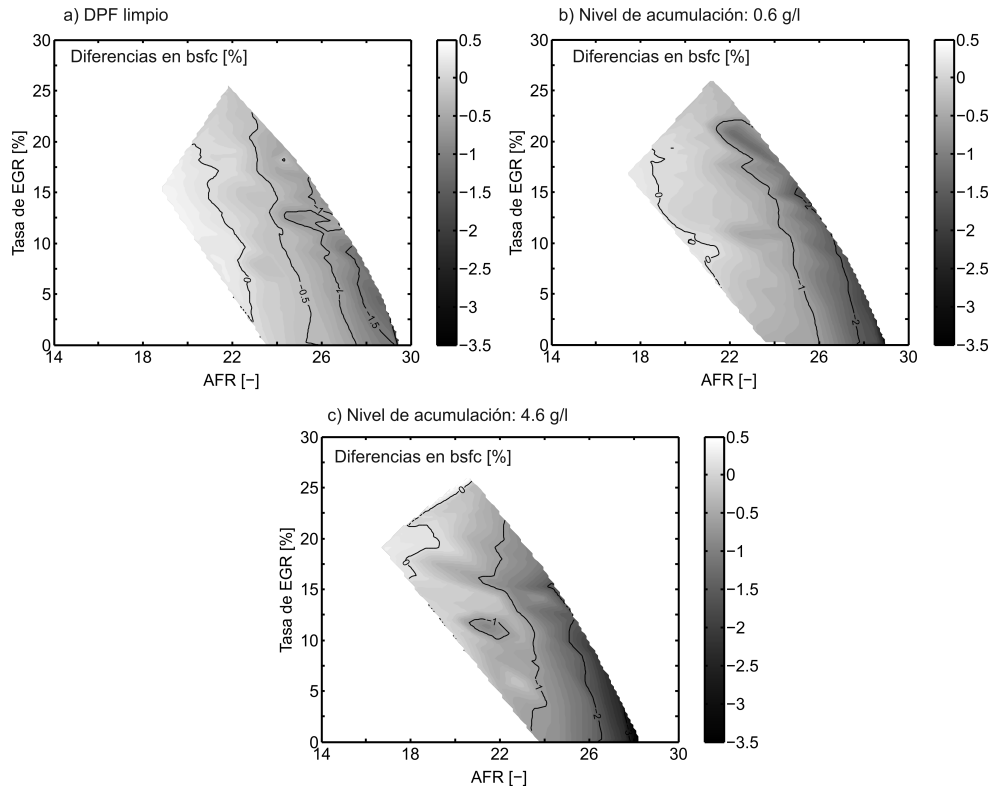


Figura 5.16. Diferencias en consumo específico entre las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio y con niveles de acumulación de hollín de 0.6 g/l y 4.6 g/l.

waste-gate y para los distintos niveles de acumulación de hollín considerados. La figura 5.17(a) representa la reducción del rango de operación que se llega a alcanzar con la configuración post-turbo de los sistemas de post-tratamiento, a medida que crece la acumulación de hollín. Este resultado contrasta con la nula sensibilidad a la acumulación de hollín que presenta la configuración pre-turbo, cuyo rango de operación se muestra en la figura 5.17(b).

La figura 5.18 muestra la penalización en consumo específico entre cada una de las configuraciones de la línea de escape al pasar de unas condiciones limpias del filtro de partículas hasta un valor de acumulación de hollín de 0.6 g/l. A pesar del bajo nivel de acumulación considerado, la configuración de referencia (post-turbo) presenta penalizaciones de hasta un 1.5%, tal como se observa en la figura 5.18(a). Sin embargo, como indican los resultados muestra-

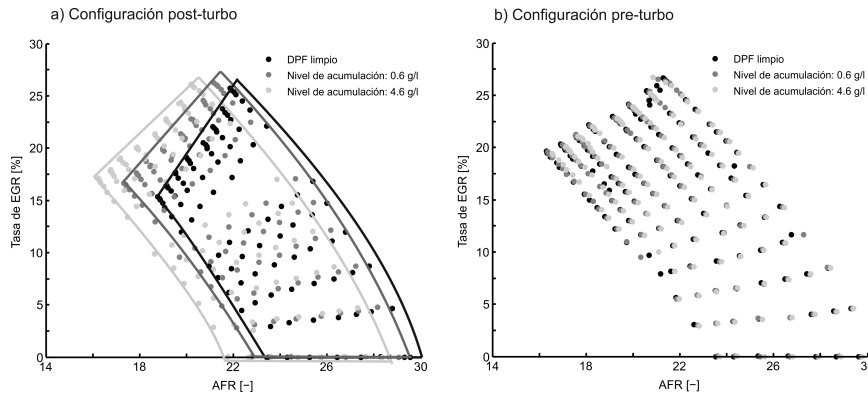


Figura 5.17. Diagrama de tasa de EGR y AFR en función de los settings de las válvulas de EGR y wastegate y niveles de acumulación de partículas. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm.

dos anteriormente, la máxima penalización en consumo específico no alcanza el 0.15 % en el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Este resultado pone de manifiesto que la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento penalizaría en consumo desde unas condiciones muy bajas de acumulación de hollín (reducido tiempo de operación) hasta la siguiente fase de regeneración. Como contraste a este resultado, aún cuando no se alcancen condiciones de regeneración pasiva en todo el rango de operación del motor con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, las prestaciones del motor se verían prácticamente inalteradas hasta que el motor opere en condiciones de regeneración pasiva [18].

Pese a la reducción de la pérdida de presión producida en los sistemas de post-tratamiento por su ubicación aguas arriba de las turbinas, esta diferencia no explica la reducción de consumo específico con respecto a la configuración de referencia. Como indican Subramaniam *et al.* [12], dependiendo de la localización en la línea de escape del sistema de post-tratamiento con respecto a la turbina, la contrapresión global que ve el motor se ve afectada. Tal como se muestra en la figura 5.19, en la configuración tradicional la presión a la entrada del sistema de post-tratamiento es $\Delta p_{pt} + p_{atm}$. Por lo tanto, cuando el sistema se ubica aguas abajo de las turbinas, cualquier incremento de la pérdida de presión en el DPF tiene un efecto multiplicativo (proporcional a la relación de expansión en las turbinas) sobre la contrapresión de los cilindros. Por el contrario, la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento supone que la pérdida de presión que éste genera, además de ser menor, sólo

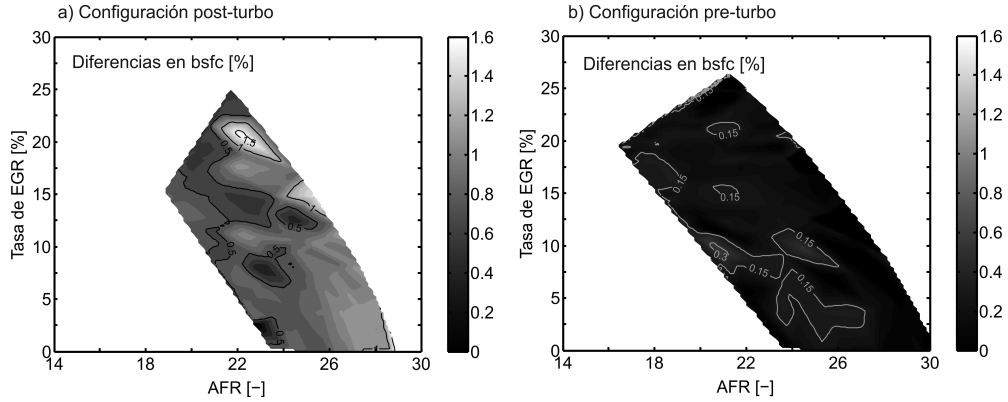


Figura 5.18. Incremento del consumo específico de las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio y acumulación de partículas de 0.6 g/l.

se suma a la presión a la entrada de la turbina de alta presión a efectos de contrapresión para los cilindros.

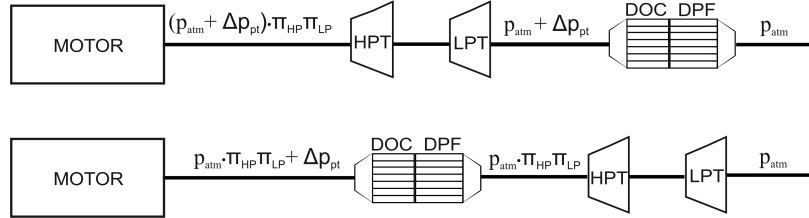


Figura 5.19. Efecto de la localización del sistema de post-tratamiento sobre la contrapresión del motor.

5.3.3. Efectos sobre el turbogrupo

Otro elemento afectado por la disposición pre-turbo del sistema de post-tratamiento es el turbogrupo, siendo por tanto necesario analizar cómo varían sus condiciones de operación respecto de la configuración post-turbo. La disposición del sistema de post-tratamiento aguas arriba de las turbinas implica una reducción de temperatura a la entrada de éstas debido a las pérdidas por transmisión de calor tanto en el DOC como el DPF. Esta reducción se cuantifica en la figura 5.20(a), donde se muestra la diferencia de temperatura a la

entrada de la turbina de alta presión entre las dos configuraciones estudiadas. Esta diferencia, que alcanza cifras de hasta 50°C en la zona de bajos valores de AFR, hace necesario posiciones más cerradas de la válvula de waste-gate o de la TGV (en caso de llevarla) para compensar el defecto de energía.

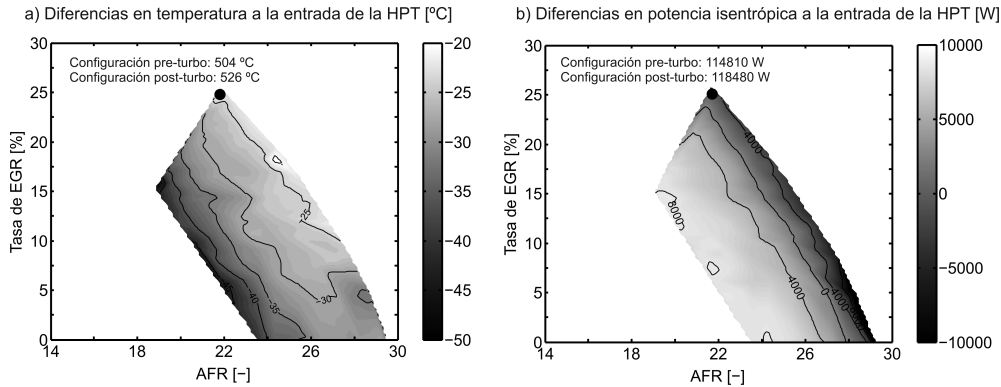


Figura 5.20. Diferencias en (a) temperatura y (b) potencia isentrópica a la entrada de la turbina de alta presión entre las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

Este hecho incrementa las pérdidas por bombeo, y por lo tanto el consumo en esta zona de operación del motor, tal como se ha mostrado en la figura 5.9. Esta mayor diferencia en la zona izquierda del gráfico se debe a la mayor transmisión de calor por conducción en el sistema de post-tratamiento, ya que se dan mayores tiempos de residencia (bajos niveles de AFR), tal como se explicó en el Capítulo 3. Asimismo, en la zona de altos AFR se da el comportamiento contrario, presentándose las menores reducciones de temperatura de entrada a la turbina de alta presión debido a la menor pérdida de temperatura del gas a lo largo del sistema de post-tratamiento. Como complemento, la figura 5.20(b) representa las diferencias en potencia isentrópica disponible por la turbina, definida como la potencia que aportaría la turbina si se realizase una expansión isentrópica desde dichas condiciones hasta las condiciones atmosféricas. Como puede observarse en la figura, en la región de elevado AFR se dan valores inferiores de potencia isentrópica para la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Tal como se desprende de la figura 5.8, analizada en el apartado 5.3, las válvulas de waste-gate y EGR tienen una apertura prácticamente idéntica en ambas configuraciones de la línea de escape cuando el nivel de EGR es elevado. Por lo tanto, para relaciones de expansión similares, el mayor valor de temperatura a la entrada de la tur-

bina en la configuración post-turbo explica potencias isentrópicas superiores. Sin embargo, en esta zona el consumo específico es menor en la configuración pre-turbo. Ello se debe al efecto de la menor pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento y a la ventaja del efecto multiplicativo de la relación de expansión sobre la misma. Por el contrario, en la zona de bajo nivel de AFR son necesarios mayores grados de cierre de la válvula de waste-gate en la configuración pre-turbo de la línea de escape (figura 5.8) para compensar el mayor defecto de temperatura a la entrada de la turbina de alta presión. El incremento de presión resulta en una potencia isentrópica disponible ligeramente superior para las turbinas (inferiores al 7%), pero a costa de incrementar el trabajo de bombeo.

De forma adicional, en la figura 5.21 se incluye un estudio de la influencia del volumen del colector de escape en la potencia isentrópica de la turbina de alta presión. Todos los resultados se obtuvieron para el punto de operación estacionario a plena carga y 1500 rpm con un AFR y una tasa de EGR de 22 y 21 %, considerando diferentes configuraciones de la línea de escape. Se conoce que el incremento del volumen del colector de escape penaliza la energía disponible por la turbina [6], como resultado de la destrucción de la energía cinética asociada a los pulsos de presión. El punto A de la figura 5.21 representa la configuración original del post-tratamiento post-turbo. Si el sistema de post-tratamiento se emplaza aguas arriba de la turbina, sin ningún tipo de optimización de volumen, la potencia isentrópica a la entrada de la turbina se representa por el punto B, haciendo el punto C referencia a la configuración sujeta a estudio optimizada (figura 5.5).

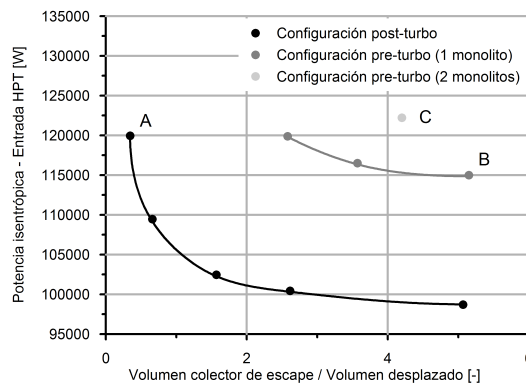


Figura 5.21. Potencia isentrópica a la entrada de la turbina de alta presión para diferentes configuraciones de la línea de escape. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con tasa de EGR del 21 % de EGR y AFR igual a 22.

Se observa que la configuración pre-turbo es capaz de proporcionar una potencia isentrópica a la entrada de la turbina superior a la de la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento con el mismo volumen del colector de escape, tal como muestra la figura 5.21. La razón radica en la localización de la pérdida de presión, explicada con detalle en [13]. Estos resultados ponen de manifiesto la menor sensibilidad de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento al aumento del volumen aguas arriba de la turbina.

Se pretende finalizar el estudio con un análisis de los cambios en la dinámica de pulsación a la entrada de la turbina, parámetro de una intensa dedicación en la investigación de la sobrealimentación en MCIA [19, 20]. En la figura 5.22 se muestran las condiciones del flujo a la entrada de la turbina de alta presión, mediante valores instantáneos para el punto de referencia (tasa de EGR de 25 % y AFR 22), donde se aprecian las grandes diferencias en términos de pulsación entre ambas configuraciones.

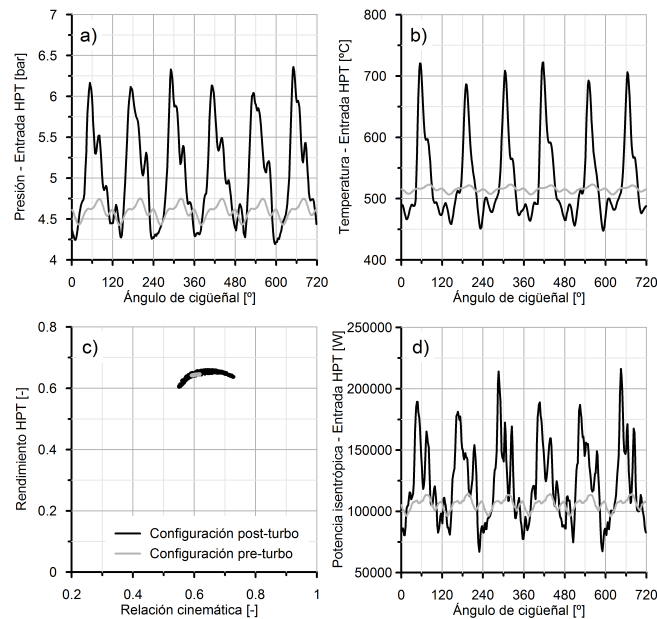


Figura 5.22. Operación instantánea de la turbina de alta presión. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con tasa de EGR del 25 % de EGR y AFR igual a 22.

El filtro de partículas provoca la atenuación de los pulsos, tal como se puede ver en los valores de presión (figura 5.22 (a)) y temperatura (figura 5.22 (b)) instantáneas a la entrada de la turbina de alta presión. Este fenómeno se

traduce en unas condiciones prácticamente estáticas a la salida de los monolitos, lo que provoca una sobrealimentación a presión constante tal y como se muestra en la figura 5.22 (c), donde se representa el rendimiento de la turbina frente a la relación cinemática. Aunque este fenómeno es negativo por no aprovechar la energía cinética asociada a los pulsos [6], como se puede ver en la 5.22 (d), permite optimizar el diseño de la turbina de forma más fácil sin tener que lidiar con flujo no estacionario en los álabes.

Una vez los gases de escape se han expandido en la turbina de alta presión, las diferencias en términos de pulsación entre ambas configuraciones se reducen, tal como se puede observar en la figura 5.23 que muestra los valores instantáneos, para el mismo punto de funcionamiento, a la entrada de la turbina de baja presión. Por lo tanto, el defecto de energía asociada a los pulsos que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento presentaba en la turbina de alta presión se vuelve menos crítico en la segunda etapa de sobrealimentación.

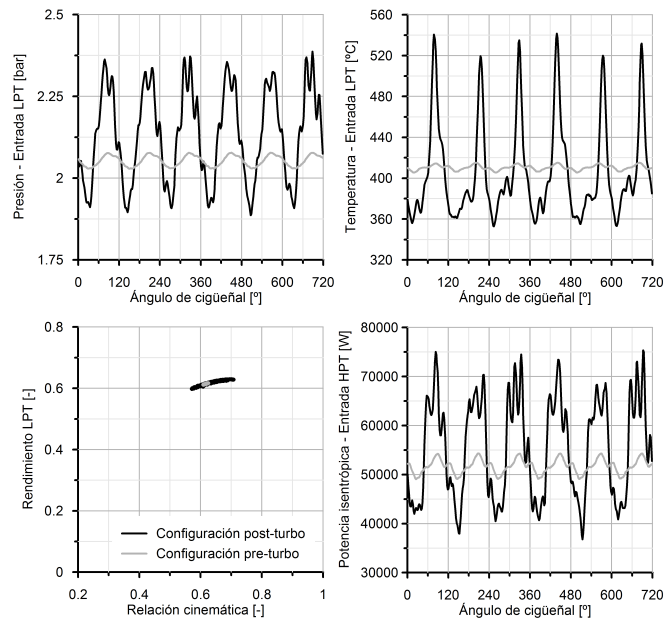


Figura 5.23. Operación instantánea de la turbina de baja presión. Condiciones de operación estacionarias a plena carga y 1500 rpm con tasa de EGR del 25 % y AFR igual a 22.

5.3.4. Influencia de la ubicación del catalizador de oxidación

La ubicación del filtro de partículas aguas arriba de las turbinas permite la exploración de la posición más conveniente del catalizador de oxidación. Posicionarlo previo al DPF permite incrementar la oxidación de hollín por medio del NO_2 formado por la oxidación del NO en el interior del catalizador [4, 5]. Sin embargo, en el presente trabajo no se ha discutido este aspecto por no considerar las reacciones en el DOC. Además, posicionar el DOC como el primer elemento de la línea de escape permite reducir su light-off en las fases de calentamiento. Sin embargo, la localización de otro elemento previo a la turbina supone incrementar el volumen y la masa. Por un lado, este hecho incrementa la inercia térmica del sistema que penaliza los transitorios desde condiciones más frías del motor [21]. Y por el otro, el incremento del volumen del colector afecta a la amplitud de los pulsos, es decir, a la energía cinética asociada a ellos, así como el aumento de la superficie de transmisión de calor.

Ante esta disyuntiva, se profundizó en el análisis de la posición más adecuada del catalizador de oxidación en la configuración pre-turbo del DPF desde el punto de vista termofluidodinámico en condiciones de operación estacionarias. Con dicho fin, se propone evaluar la configuración mostrada en la figura 5.24 con la arquitectura de línea de escape pre-turbo sólo del filtro de partículas dividido en dos monolitos, y con el catalizador de oxidación en un único sistema aguas abajo de las turbinas de sobrealimentación.

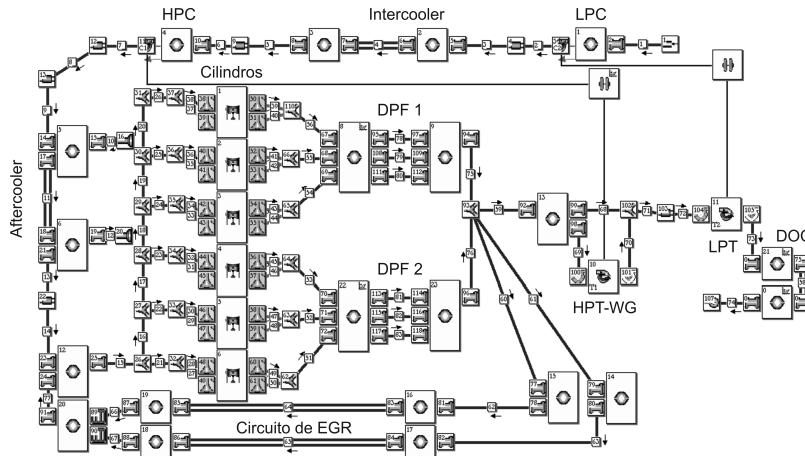


Figura 5.24. Representación esquemática de la configuración pre-turbo del filtro de partículas diesel en la interfaz de OpenWAM. Catalizador de oxidación en configuración post-turbo.

La figura 5.25 muestra la diferencia porcentual en consumo específico entre la configuración pre-turbo únicamente del DPF y la del DOC y DPF, tomando esta última como referencia. La configuración post-turbo del DOC penaliza en consumo específico en todo el rango de operación, siendo la diferencia entre ambas configuraciones muy reducida en las zonas de medio-alto porcentaje de EGR donde alcanza un valor máximo del 0.5 %. En esta zona, el incremento de energía disponible en la ubicación post-turbo, por la reducción del volumen previo a la turbina, no compensa la mayor pérdida de presión (menor densidad del gas) y el efecto multiplicativo de la relación de expansión de las turbinas en el catalizador de oxidación.

Tal como se desprende de la figura 5.25, la desventaja en términos de consumo cuando el DOC se ubica aguas abajo de las turbinas se incrementa con el AFR. Asimismo, las diferencias en consumo específico crecen a medida que se reduce las tasas de EGR, alcanzando valores de hasta el 2 %. La razón de este fenómeno es la reducción del flujo que trasiega el DOC, ya que en configuración pre-turbo el gas que atraviesa el sistema de post-tratamiento es la suma de los gases de escape y el EGR. De este modo, cuanto menor es el flujo de aire que lo atraviesa, menor es la pérdida de presión en el DOC y mayor es el beneficio de la configuración pre-turbo del DOC y DPF en términos de pérdida de presión.

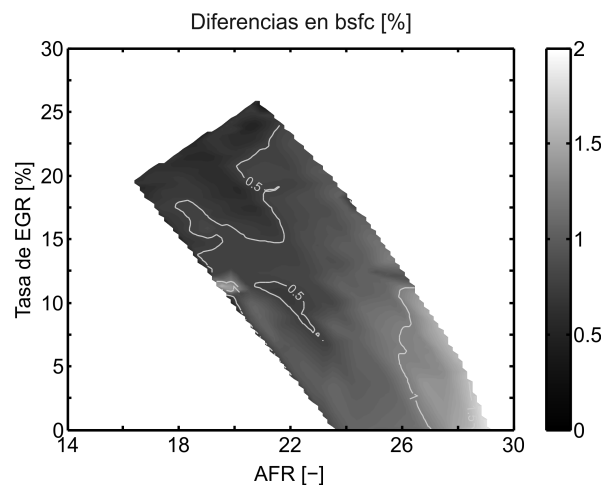


Figura 5.25. Diferencias porcentuales en consumo específico entre la configuración pre-turbo del filtro de partículas y pre-turbo de sistema de post-tratamiento. Condiciones de operación estacionaria a plena carga y 1500 rpm con DPF limpio.

5.4. Análisis de los resultados en condiciones de operación transitoria

Una vez analizado el efecto que tiene la ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento sobre la operación de un motor de gran cilindrada en condiciones estacionarias, se va a proceder a evaluar la capacidad de respuesta dinámica del motor ante transitorios de carga a régimen de giro constante. Debido a la importancia de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento durante operación transitoria [12, 13, 18, 22], se escogieron una gran variedad de condiciones de operación transitoria definidas por el régimen de giro y las condiciones iniciales y finales de carga del motor.

5.4.1. Transitorios de carga con alta temperatura inicial de pared

El transitorio de carga a régimen de giro constante en condiciones de alta temperatura de pared en un motor de gran cilindrada es representativo de las condiciones de operación durante un ciclo de conducción, siendo útil por tanto para analizar la respuesta dinámica del motor. El proceso sujeto a estudio consiste en la estabilización del motor a plena carga al régimen de 1500 rpm, con la apertura necesaria de las respectivas válvulas para alcanzar el punto de operación con una tasa de EGR del 22 % y un nivel de AFR de 21.2. Este punto se escogió por ser la máxima tasa de EGR con el mismo AFR que se puede alcanzar, en ambas configuraciones de la línea de escape, en condiciones limpias y con el máximo nivel de acumulación considerado de 4.6 g/l en el DPF.

Una vez alcanzada la estabilización térmica de todos los elementos del motor en el punto de operación fijado, se lleva al motor a una fase de arrastre de 4 segundos de duración en la que las válvulas de waste-gate y EGR permanecen cerradas, tal como muestran las figuras 5.26(a) y (b) para el caso de las ubicaciones del sistema de post-tratamiento post- y pre-turbo, respectivamente. Al finalizar la fase de arrastre se inicia el transitorio de carga, que finaliza una vez se haya alcanzado la estabilización completa del motor de nuevo en el punto de plena carga con el EGR y AFR indicados anteriormente.

La figura 5.26(a) muestra la elevada variación de la posición de las válvulas de waste-gate y EGR requerida por la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento. Ello da buena cuenta de la sensibilidad de esta configuración a la acumulación de hollín en el filtro de partículas, acorde con lo concluido en el análisis en condiciones de operación estacionaria. Asimismo, la figura 5.26(b)

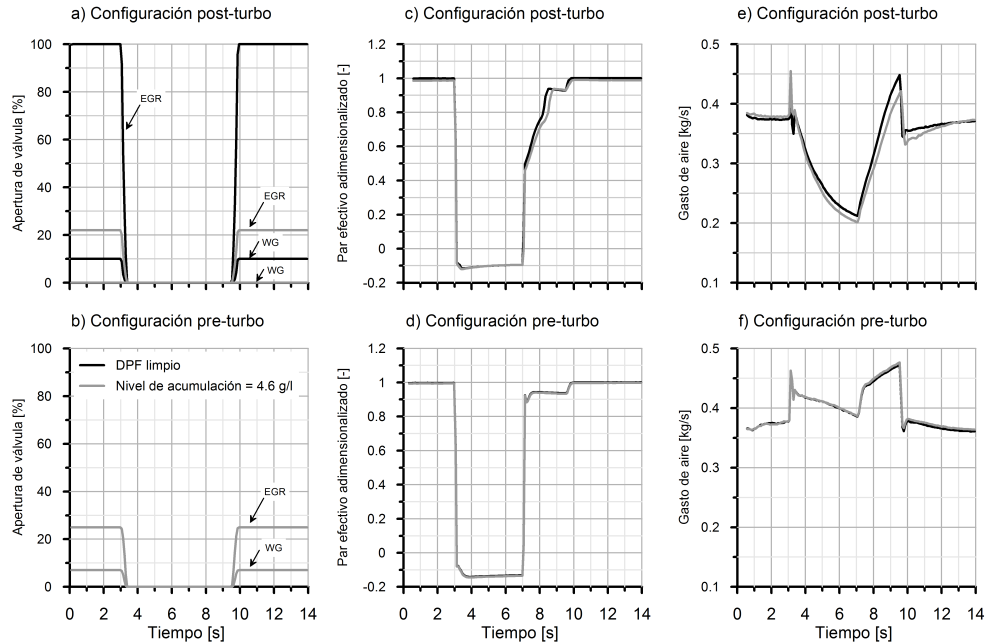


Figura 5.26. Respuesta ante el transitorio de carga a 1500 rpm en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y el nivel de acumulación de partículas en el DPF.

muestra que la variación (en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento) en el control de la válvula de EGR y de waste-gate cuando el DPF posee acumulación de hollín es nula debido a su baja sensibilidad a la acumulación, como ya se apuntó en el apartado 5.3.2.3.

Analizando la dinámica de respuesta del par efectivo en las figuras 5.26(c) y (d) para los casos de la configuración post- y pre-turbo, respectivamente, puede observarse una respuesta más lenta en la primera configuración. La razón de esta dinámica se encuentra en la gran reducción del flujo másico de aire en la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento durante la fase de arrastre, tal como muestra la figura 5.26(e). Por esa razón, el defecto de aire en los primeros segundos del transitorio de aceleración evita la inyección de todo el combustible necesario para alcanzar el par objetivo por el control que impone el limitador de humos, tal como puede observarse en la figura 5.26(c). Este proceso, que empeora a medida que el filtro de partículas se carga, produce un retraso en la respuesta del par efectivo. Con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, el tiempo en el que se alcanza el 90 % del

par objetivo es de 0.1 s, independientemente de la masa de hollín acumulada en el DPF. Sin embargo, la configuración tradicional tiene un tiempo característico de respuesta de 1.3 s con DPF limpio, que aumenta a 1.6 s cuando la acumulación de hollín alcanza 4.6 g/l.

La razón de la diferencia en flujo másico de aire entre ambas configuraciones durante la fase de arrastre y en los primeros segundos de la aceleración radica en la dinámica de los turbocompresores, que se muestra en la figura 5.27. Durante los cuatro segundos de duración de la fase de arrastre, la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión en la configuración tradicional se reduce hasta 200°C, tal como se muestra en la figura 5.27(a). Esta disminución de temperatura produce el descenso de régimen de los dos turbogrupos, claramente descritos por las figuras 5.27(c) y (e).

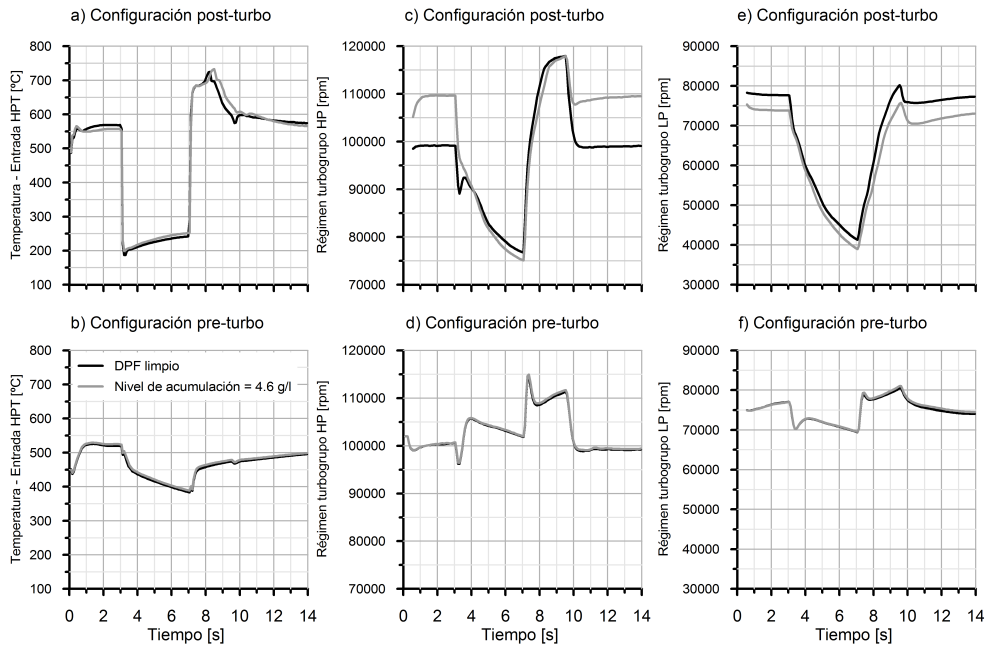


Figura 5.27. Comportamiento de los turbogrupos ante el transitorio de carga a 1500 rpm en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y el nivel de acumulación de hollín en el DPF.

Sin embargo, la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión apenas disminuye en el caso de la ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento, tal como se observa en la figura 5.27(b). Ello se debe a la inercia térmica del monolito del filtro de partículas. Las paredes de los monolitos

se encuentran a alta temperatura y producen el calentamiento de los gases de escape. Este efecto produce que en el momento de finalizar la etapa de arrastre, la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión sea 150°C superior a la que se tiene en la configuración tradicional.

Fruto de este comportamiento resulta el cambio prácticamente nulo en el régimen de giro de los turbogrupos, tal como se desprende de las figuras 5.27(d) y (f). Asimismo, como se ha ido comprobando durante todo el análisis del presente capítulo, pese al elevado nivel de acumulación de hollín en el filtro no existe ningún efecto sobre la respuesta del motor cuando se opta por la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

Para completar el estudio de los turbogrupos durante el transitorio, en la figura 5.28 se muestra la evolución de las dos etapas de los compresores en ambas configuraciones del sistema de post-tratamiento. Los cambios prácticamente inexistentes del régimen de los turbogrupos en la configuración pre-turbo se traduce en una operación constante de los compresores durante todo el transitorio y siempre cercana a los puntos de mayor eficiencia.

Por el contrario, en la configuración post-turbo las dos etapas de compresores realizan un recorrido mucho mayor durante el transitorio, presentando eficiencias más bajas y la consiguiente pérdida de energía cinética debida a la desaceleración y posterior aceleración del rodete de la turbina. Aunque en este ejemplo de transitorio de carga no se alcanzan puntos de operación cercanos a la curva de bombeo, pueden existir otras condiciones de operación en las que alguno de los compresores tenga el riesgo de presentar este fenómeno. Por lo tanto, una operación prácticamente constante del turbogrupo durante transitorios de carga partiendo de condiciones calientes, como es el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, puede llegar a mitigar este fenómeno tan indeseable en la operación de los compresores.

Para concluir el estudio, se pretende analizar los cambios en la operación del sistema de post-tratamiento durante el transitorio de carga, con el apoyo de la figura 5.29, que muestra la temperatura a la entrada del sistema de post-tratamiento, así como la pérdida de presión del mismo y la presión media de bombeo del motor para las dos configuraciones estudiadas.

Observando las figuras 5.29(a) y (b), se comprueba lo descrito en condiciones de operación estacionaria en relación a la diferencia de temperatura a la entrada del sistema de post-tratamiento, que alcanza diferencias de hasta 200°C en condiciones estables al final del transitorio. Asimismo, centrándose en la figura 5.29(b), se puede cuantificar el efecto de la inercia térmica del filtro de partículas comparándola con la figura 5.27(b), donde se mostraba la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión. En la fase de arrastre,

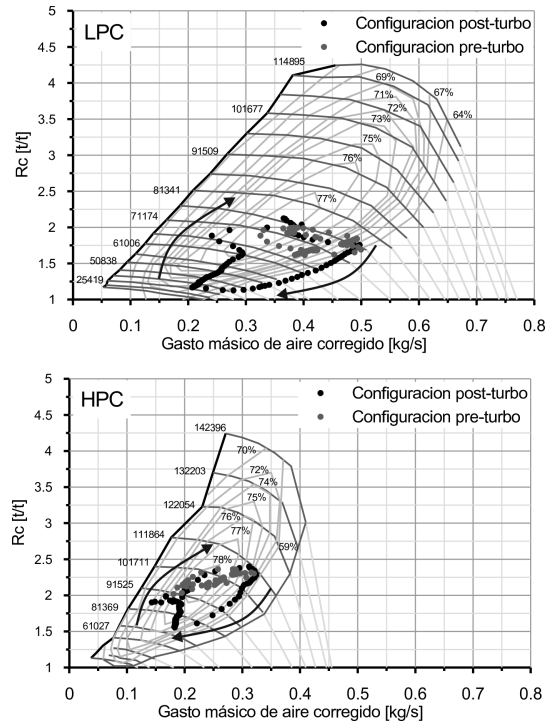


Figura 5.28. Comportamiento de los compresores ante el transitorio de carga a 1500 rpm en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y el nivel de acumulación de hollín en el DPF.

los gases de escape entran al sistema de post-tratamiento a una temperatura de 170°C, saliendo de éste a una temperatura de 400°C, es decir, 200°C superior a la configuración post-turbo debido a que el sistema de post-tratamiento se comporta como una fuente térmica, cediéndosela a los gases de escape y contribuyendo a mantener la energía cinética acumulada en el rodete del turbogruppo.

La siguiente variable analizada es la pérdida de presión del sistema de post-tratamiento representada frente a la presión dinámica a la entrada del mismo, promediadas ambas cada ciclo de motor durante el transitorio. Para las configuraciones post-turbo y pre-turbo se muestran las figuras 5.29(c) y (d), respectivamente. En ellas se puede ver que la configuración tradicional presenta una pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento superior al doble de la que se obtiene con la configuración pre-turbo para los mismos valores de presión dinámica. Además, el efecto multiplicativo de la relación de expansión produce que el gran crecimiento de la pérdida de presión con la

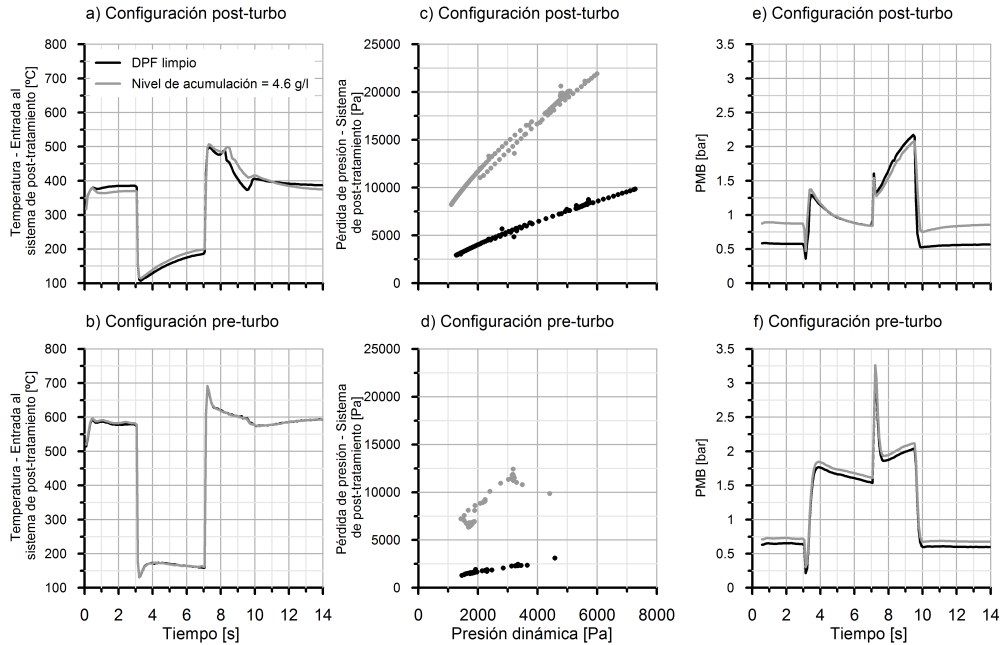


Figura 5.29. Comportamiento del sistema de post-tratamiento ante el transitorio de carga a 1500 rpm en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y el nivel de acumulación de hollín en el DPF.

acumulación de partículas dé como resultado mayores pérdidas por bombeo en la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento y ligeros cambios en la pre-turbo, tal como muestran las figuras 5.29(e) y (f).

Llegados a este punto, un aspecto interesante es conocer en qué momento la alta inercia del filtro de partículas deja de ser una ventaja en los transitorios en caliente para la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Para ello, se realizó un estudio adicional en la que se alargó el tiempo de la fase de arrastre. La figura 5.30 representa el transitorio de carga a 1500 rpm con un periodo de arrastre de 15 segundos. La figura 5.30(a) muestra que la respuesta del motor con configuración pre-turbo es todavía mejor que la tradicional en la primera fase del transitorio. Esto se debe a que en ese instante la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión es 60°C mayor que en la configuración de referencia (figura 5.30(c)).

Por lo tanto, el mayor nivel de temperatura a la entrada de la turbina de alta presión en dicha configuración permite a su vez un mayor régimen de giro de los turbogrupos y por lo tanto un flujo másico de aire superior, tal

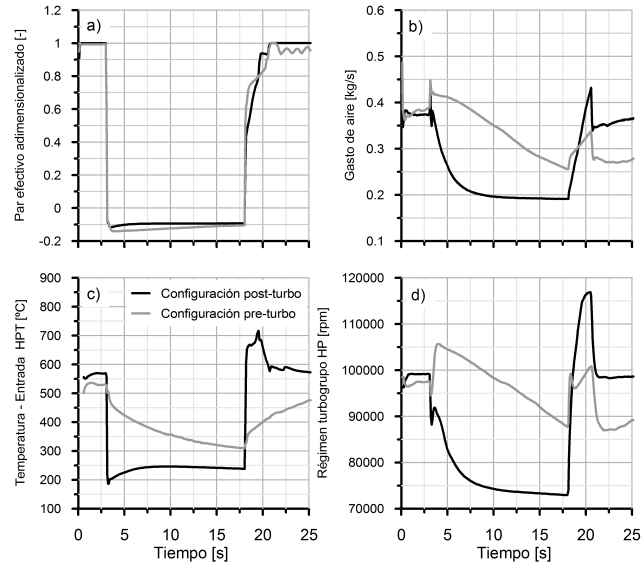


Figura 5.30. Efecto del aumento de duración de la fase de arrastre en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento ante el transitorio de carga a 1500 rpm y condiciones limpias del DPF.

como muestran las figuras 5.30(d) y (b) respectivamente. Sin embargo, en los siguientes instantes del transitorio la evolución es más lenta. Ello se debe de nuevo a la inercia térmica, pero en este caso la temperatura de entrada a la turbina de alta presión, mostrada en la figura 5.30(c), es inferior en el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, ya que se están calentando las paredes de los monolitos enfriados durante la fase de arrastre de 15 s.

5.4.2. Transitorios de carga con baja temperatura inicial de pared

Como se ha comprobado en el análisis previo, la razón de la buena respuesta ante transitorios de carga en caliente de un motor equipado con una configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es la alta inercia térmica del sustrato de este último. Sin embargo, este mismo efecto tiene una influencia fundamental y negativa en los transitorios durante el calentamiento del motor o al partir desde condiciones frías de las paredes de la línea de escape [22]. El sustrato poroso enfría los gases de escape que lo atraviesan, lo que limi-

ta la energía disponible en la turbina, retrasando la respuesta dinámica del turbogrupo y por ende del motor.

Por lo tanto, con el objetivo de analizar la respuesta en estas condiciones del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, se escogieron una serie de transitorios de carga que se dan en el World Harmonized Heavy Duty Transient Cycle (WHTC) [23]. Se seleccionaron los transitorios de carga 0-25 %, 0-75 % y 25-100 % que pueden encontrarse a lo largo del citado ciclo de homologación, tal como se muestra en la figura 5.31. A modo de simplificación, se impuso un régimen de giro constante del motor e igual a 1200 rpm.

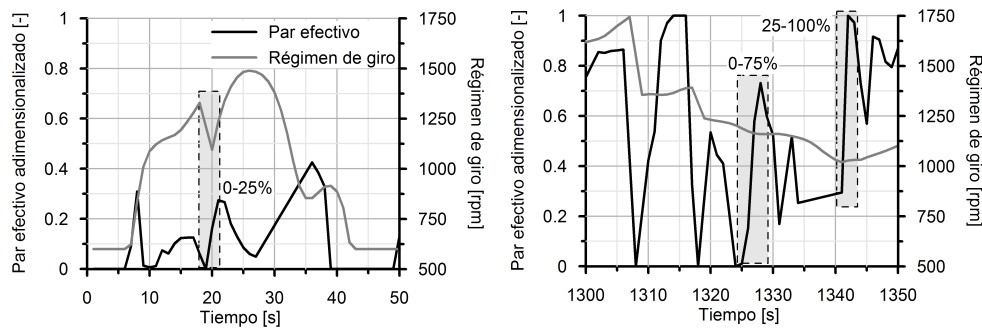


Figura 5.31. Transitorios de carga a 1200 rpm sujetos a estudio presentes en diferentes fases del WHTC.

En estas simulaciones, la temperatura del refrigerante se fijó en 90°C y se establecieron condiciones estacionarias del motor a la carga inicial en cada caso para asegurar la completa estabilización térmica de todas las paredes del motor antes de comenzar el transitorio de carga. La válvula de wastegate permanece cerrada durante todo el transitorio. Respecto a la válvula de EGR, el grado de apertura será el necesario para alcanzar en cada punto las tasas de EGR requeridas, y a lo que respecta al modelado del sistema de post-tratamiento, se establecieron condiciones limpias del filtro de partículas. De la misma forma que en el resto del modelado, no se tuvieron en cuenta reacciones químicas en el DOC y DPF, sin disponer por tanto de la energía liberada en las mismas, en caso de darse éstas, y estando por tanto del lado de la seguridad en la obtención de conclusiones. No obstante, otros autores han mostrado la escasa influencia de la energía liberada en las reacciones químicas durante transitorios en condiciones frías por la elevada inercia térmica de los monolitos del sistema de post-tratamiento [12].

El primer transitorio a analizar es el definido por el incremento de carga de 0% a 75%, cuyos resultados se muestran en la figura 5.32 y que a priori es el más exigente de los tres debido a la baja condición de partida y la alta carga exigida. Las condiciones iniciales equivaldrían a las que se dieran en el motor tras operar a ralentí durante 3-4 minutos proveniente de carga elevada, por lo que resulta interesante prestarle especial atención. La válvula de EGR en el punto de partida se encuentra cerrada, abriéndose instantáneamente 0.75 segundos después de imponer el pedal necesario para alcanzar la tasa de EGR requerida del 20%. El valor máximo de dosado relativo permitido por el limitador de humos corresponde al máximo alcanzado por la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento. Aplicando este control, la respuesta del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento se ve claramente dañada, como se muestra en la figura 5.32(a) que representa la evolución del par efectivo durante el proceso transitorio. La alta inercia térmica del filtro de partículas provoca el lento aumento de la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión, tal como muestra la figura 5.32(d). Este lento incremento de energía disponible por la turbina conduce a un gran retraso en la respuesta de los turbogrupos, que se traduce en la lenta subida del flujo másico de aire de admisión mostrado en la figura 5.32(b). Atendiendo a esta variable, se puede ver claramente el efecto de la apertura de la válvula de EGR, que provoca la caída del flujo másico de aire hasta un nivel en el que el limitador de humos (dosado máximo permitido) impide la inyección del combustible necesario, cayendo por tanto el par efectivo. Únicamente es posible inyectar el combustible objetivo una vez transcurridos 30 s desde el inicio del proceso de aceleración, tal como puede verse en la figura 5.32(c) que muestra a partir de ese instante el comienzo de descenso del dosado relativo.

Estos resultados ponen de manifiesto la necesidad de mejorar la estrategia de control del motor durante el transitorio, con el ánimo de acelerar la capacidad de respuesta con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Cerrada la válvula de waste-gate, las principales actuaciones posibles son:

- Permitir dosados relativos más ricos durante los procesos transitorios, ya que los picos de emisión de humo que se producirían serían filtrados en el DPF. Por lo tanto, se define un valor máximo de dosado relativo de 1 tanto para la configuración post- como pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Aunque no es necesario el uso de esta estrategia en el caso de referencia, se realizará para comparar la respuesta del motor con la misma estrategia de control.

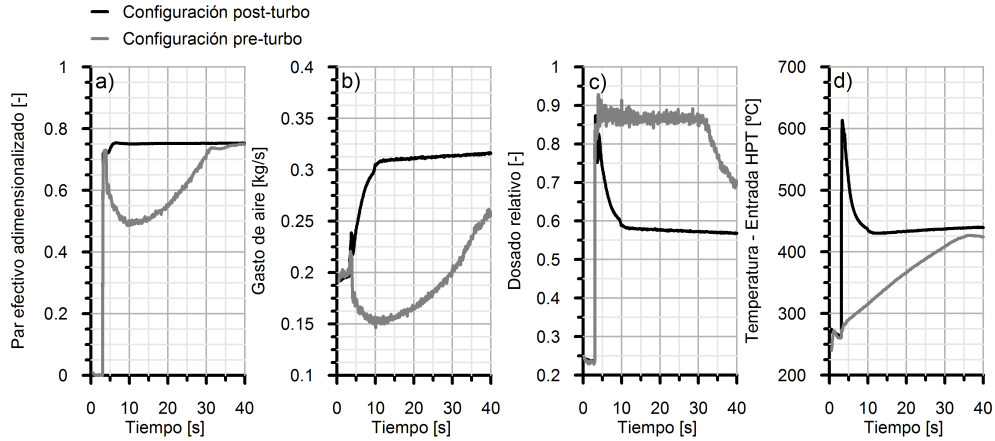


Figura 5.32. Transitorio de carga de 0 % a 75 % a 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento con el mismo control de apertura de EGR y dosado relativo máximo.

- Retrasar la apertura de la válvula de EGR, ya que previamente se pudo ver la influencia tan importante que tiene en las primeras fases del transitorio. Por lo tanto, se propone controlar el instante de apertura de la válvula de EGR en la configuración pre-turbo, teniendo en consideración el incremento transitorio de la emisión de NO_x .

Los resultados de aplicar estas estrategias de control quedan plasmados en la figura 5.33. En el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento se muestran tres respuestas transitorias del motor, diferenciadas por el retraso en la apertura de la válvula de EGR. La apertura más temprana se produce 0.75 s después del inicio del transitorio, tal como puede observarse en la figura 5.33(b), que muestra la evolución del flujo másico de aire. Esta apertura coincide con la de la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento. En este caso, se penaliza transitoriamente el par efectivo y el consumo específico, tal como muestran respectivamente las figuras 5.33(a) y (c), a pesar de permitir un mayor dosado relativo (figura 5.33(d)). Es necesario considerar un retraso de 2.75 s para evitar una caída del par efectivo, lo que lleva a un menor tiempo de respuesta ante el transitorio en comparación con las otras aperturas. Sin embargo, como se puede ver en la figura 5.33(c), esta estrategia supone un incremento del consumo específico hasta la apertura del EGR con una penalización del 5 % con respecto a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento.

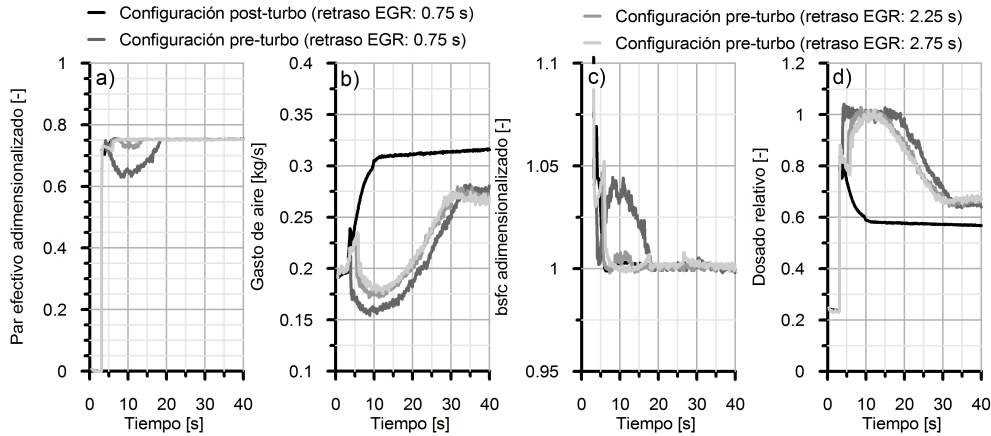


Figura 5.33. Transitorio de carga de 0 % a 75 % a 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Influencia del aumento máximo del dosado relativo y del retraso de la apertura de la válvula de EGR en la configuración pre-turbo.

En el caso de la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, después de los primeros segundos del proceso transitorio, las propiedades del flujo están controladas por la inercia térmica del colector de escape y turbogrupos. La respuesta temporal de las diferentes magnitudes muestran una reducción de la pendiente inicial que conduce a una progresiva reducción del consumo específico (figura 5.33(c)). En el caso de la ubicación pre-turbo se obtiene una respuesta similar. Una vez abierta la válvula de EGR, la respuesta del motor se vuelve cuasi-estacionaria y el transitorio térmico del colector multifuncional controla la convergencia hasta las condiciones estacionarias.

La figura 5.34 muestra la evolución de la temperatura del gas a su paso por el sistema de post-tratamiento cuando este último se sitúa aguas arriba de las turbinas. La elevada inercia térmica del filtro de partículas se pone de manifiesto en la figura 5.34(a), donde se muestra en línea gris discontinua la temperatura del gas a la entrada del sistema de post-tratamiento y con línea gris continua la temperatura a la salida de éste. La primera de ellas no alcanza la estabilización hasta 30 s después de iniciarse la aceleración, que es cuando el dosado alcanza su estabilización (figura 5.33(d)). Es en este instante cuando la temperatura de salida del sistema de post-tratamiento llega a su máximo y comienza un ligero descenso, controlado por la inercia térmica del substrato poroso. En la figura 5.34(b) se representa la temperatura del gas y del substrato poroso del monolito del filtro de partículas en la sección de salida de este

último, tanto en el núcleo del monolito como en la periferia del mismo. Como puede apreciarse en la figura, la temperatura del gas y de la pared en el núcleo comienzan a crecer a medida que avanza el transitorio, llegando a converger la primera de ellas a la temperatura de entrada del sistema de post-tratamiento en el instante de tiempo de 25 s. Este instante define la temperatura máxima a la entrada de la turbina de alta presión, como se muestra en la figura 5.34(a).

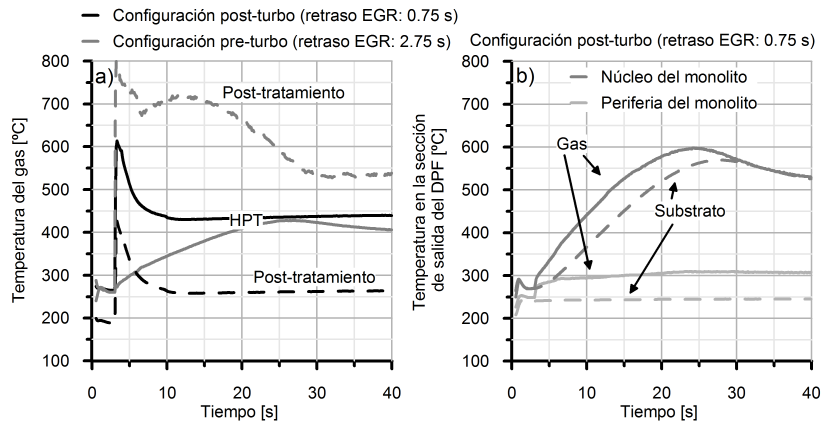


Figura 5.34. Transitorio de carga de 0% a 75% a 1200 rpm. Transitorio térmico en el filtro de partículas con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

A partir de este instante, la temperatura del gas en el núcleo desciende hasta converger con la temperatura del sustrato, finalizando por tanto el transitorio térmico en esta región del monolito, lo que supone el final de los principales efectos transitorios sobre la respuesta del motor. Sin embargo, la temperatura tanto del gas como del sustrato poroso en la periferia del monolito apenas ha crecido desde el comienzo de la aceleración, como muestra la figura 5.34(b). Este hecho explica la caída de la temperatura en el núcleo, a pesar de estar estabilizada a la entrada del sistema de post-tratamiento. La conductividad radial del monolito controla la transmisión de calor del núcleo a la periferia del monolito y por lo tanto la reducción de temperatura en el núcleo. A su vez, este proceso conduce finalmente a la reducción de temperatura a la entrada de la turbina de alta presión, según se observa en la figura 5.34(a).

De la misma forma que se mostró en el análisis estacionario, esta pérdida de temperatura en el sistema de post-tratamiento provoca un menor régimen de giro del turbogrupo, tal como muestra la figura 5.35(d), una vez que la fase inicial y de mayor importancia del transitorio ha finalizado. Este fenómeno resulta en una menor presión de admisión y de entrada a la turbina de alta presión, tal

como se comprueba observando las figuras 5.35(c) y (b), respectivamente. El menor flujo másico de aire resultante en la configuración pre-turbo se traduce en un mayor valor del dosado relativo para la misma masa de combustible inyectado, como se muestra en la figura 5.33(b) y (d). Este comportamiento da lugar a una temperatura a la salida de la cámara de combustión más elevada en comparación con la configuración tradicional. Este hecho provoca un fenómeno de estabilización térmica de segundo orden controlado por la inercia térmica del sistema de post-tratamiento, que finalizará con la convergencia de la temperatura de pared y del gas en la periferia de los monolitos.

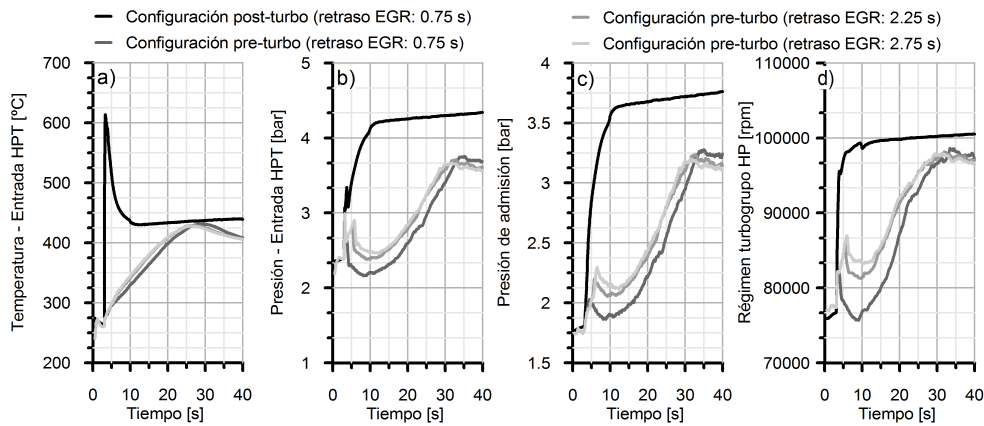


Figura 5.35. Transitorio de carga de 0% a 75% a 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Respuesta del turbogrupo de alta presión.

La apertura instantánea de la válvula de EGR en el caso de la ubicación post-turbo del sistema de post-tratamiento tiene ventajas de cara a reducir el pico de emisión de NO_x durante el inicio del proceso transitorio. Sin embargo, este tipo de estrategia se ha mostrado poco eficaz en el caso de optar por la ubicación pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento, debido a sus efectos negativos sobre el par efectivo. En la figura 5.36 se compara la configuración tradicional y la pre-turbo del sistema de post-tratamiento con la apertura de válvula de EGR instantánea a 0.75 s. de iniciarse la aceleración, incluyendo una apertura lenta de la válvula de EGR en el caso de la configuración pre-turbo. La estrategia más lenta de apertura, que alcanza el valor fijado de tasa de EGR 4.25 segundos después del comienzo del transitorio, no reduce el flujo másico de aire de forma tan severa, preservando la masa de fuel inyectada y por tanto el par efectivo. Adicionalmente, la apertura más temprana de la válvula

de EGR con un aumento progresivo de la tasa de EGR debería contribuir a reducir el pico de emisión de NO_x durante la fase inicial del transitorio.

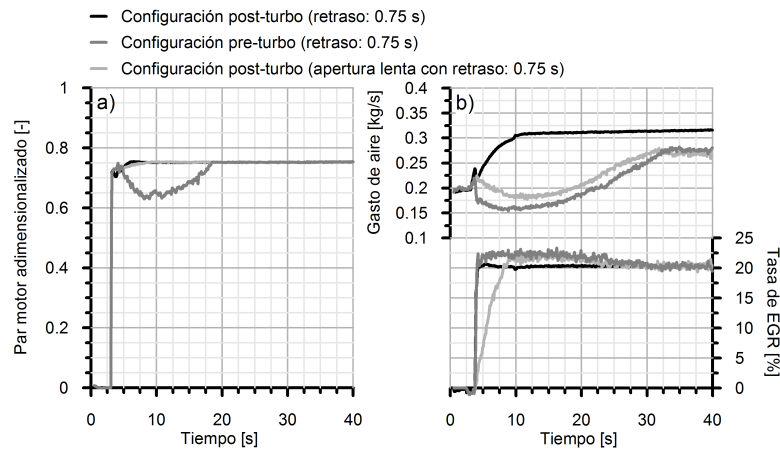


Figura 5.36. Transitorio de carga de 0% a 75% a 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Influencia de la apertura lenta de la válvula de EGR en la configuración pre-turbo sobre el par efectivo y el flujo másico de aire.

Seguidamente se analiza el efecto de partir de una carga parcial en un transitorio de carga, como es el caso del fijado por las cargas de 25% a 100% a 1200 rpm mostrados en la figura 5.37. A diferencia del anterior transitorio analizado, la tasa de EGR del motor con un 25% de carga es del 20%, por lo que la válvula de EGR se cierra al comienzo del transitorio para acelerar la respuesta dinámica del motor aportando más energía a la turbina. Una vez comenzado el transitorio, se abre a los 0.75 s. en el caso de la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, al igual que el transitorio considerado anteriormente. En el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, es necesario un retraso en la apertura de la válvula de EGR de 1.9 s. para evitar que la respuesta del motor se vea afectada. El comienzo de la aceleración desde una carga parcial produce una importante reducción de la primera fase del transitorio térmico, es decir, hasta el instante en que la temperatura a la entrada de la turbina de alta presión alcanza un valor cuasi-estacionario. En este caso, tal como muestra la figura 5.37(d), el valor estable de temperatura a la entrada de la turbina de alta presión se alcanza a los 12 s, mientras que en el transitorio anteriormente analizado, se obtenía a los 25 s (figura 5.35(a)).

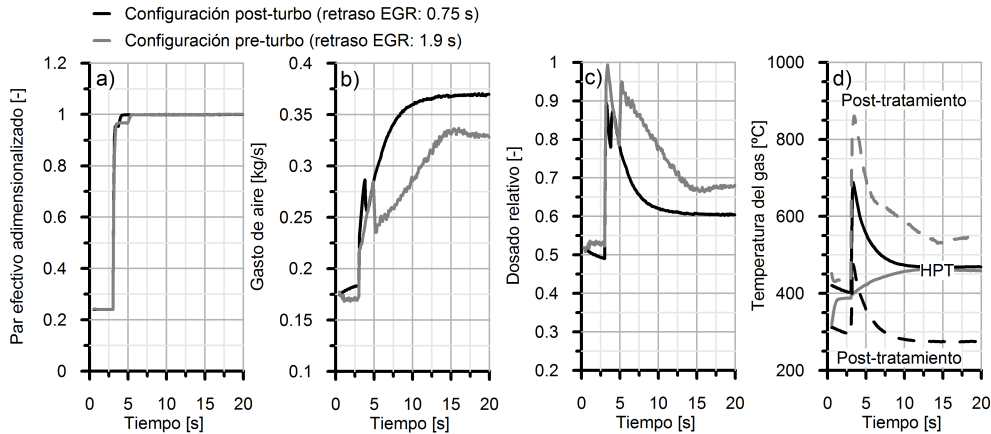


Figura 5.37. Transitorio de carga de 25 % a 100 % al régimen de giro constante de 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento.

En este caso, gracias al aumento del dosado relativo máximo, representado en la figura 5.37(c), en la configuración pre-turbo se puede inyectar la masa de combustible objetivo desde el comienzo del transitorio, incrementando por tanto la energía disponible por las turbinas y mejorando notablemente la respuesta dinámica del motor. Este hecho se pone de manifiesto en la evolución del par efectivo y flujo másico de aire mostrados en las figuras 5.37(a) y (b), respectivamente. Otra consecuencia de incrementar el dosado relativo máximo es el pico de temperatura obtenido a la entrada del sistema de post-tratamiento que alcanza 850°C. La elevada tasa de aumento del flujo de aire produce una rápida reducción de la temperatura del gas hasta el valor estable de aproximadamente 550°C a la entrada del sistema de post-tratamiento. Este momento marca el final de la fase principal del transitorio térmico.

Hasta ahora se han analizando los transitorios con altas tasas de EGR. En la figura 5.38 se muestra la primera fase del transitorio de carga de 25% al 100% a 1200 rpm para las tasas de EGR respectivas de 15%, 10% y 0%. En los transitorios considerados, no se ha establecido ningún retraso adicional en la apertura instantánea de la válvula de EGR en ninguna de las configuraciones analizadas. Como puede observarse en el par efectivo, por debajo de una tasa de EGR del 15%, éste no se ve penalizado en ningún caso.

En el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, la inercia térmica de éste controla la respuesta termodinámica del motor de modo que éste opera con dosados relativos superiores a la configuración tradicional. No obstante, los resultados mostrados en la figura 5.38 ponen de manifiesto que

las diferencias entre las dos configuraciones de la línea de escape estudiadas se reducen a medida que decrece la tasa de EGR exigida.

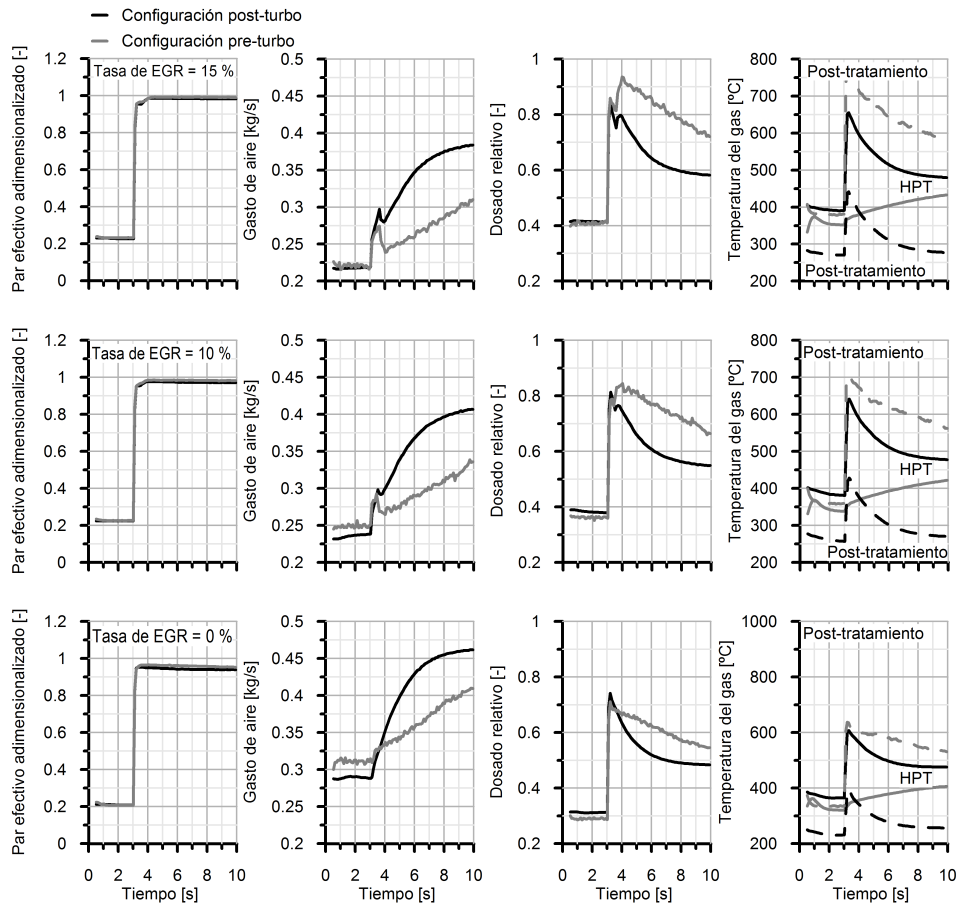


Figura 5.38. Transitorio de carga de 25 % a 100 % a 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento. Respuesta ante diferentes tasas de EGR en condiciones de operación estacionaria.

Por último, se va a proceder al análisis del transitorio de carga de 0 % a 25 % a 1200 rpm, mostrado en la figura 5.39. En este transitorio, se parte del 0 % de carga con la válvula de EGR cerrada y en el mismo instante del comienzo del transitorio se abre para obtener la tasa de EGR requerida del 20 %. Esta estrategia representa la condición más restrictiva posible para las dos configuraciones de la línea de escape. Sin embargo, la figura 5.39(a) confirma que ambas son capaces de alcanzar el par efectivo objetivo instantáneamente.

En el momento de la apertura de la válvula de EGR, se produce la correspondiente caída del aire de admisión (figura 5.39(b)). El lento incremento de la temperatura de entrada a la turbina de alta presión debido a la inercia térmica (figura 5.39(d)) conduce a un aumento paulatino del dosado relativo, representado en la figura 5.39(c). Este aumento finaliza una vez el flujo másico de aire comienza su recuperación, lo que sucede debido al progresivo calentamiento de los substratos de los sistemas de post-tratamiento. Un retraso de la apertura de la válvula de EGR, o hacer ésta más lenta, contribuiría a mejorar la dinámica de la respuesta del motor al permitir alcanzar condiciones cuasi-estacionarias a la entrada de la turbina de alta presión en un tiempo más reducido.

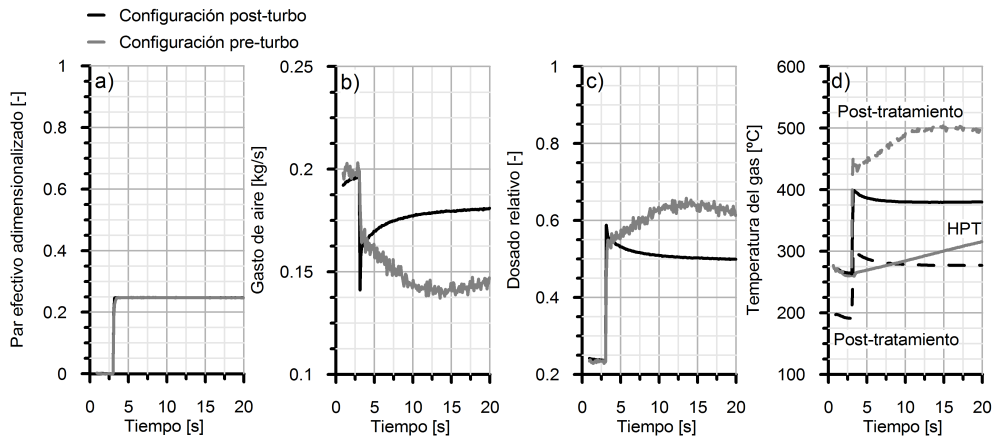


Figura 5.39. Transitorio de carga de 0% a 25% al régimen de giro constante de 1200 rpm para las configuraciones pre- y post-turbo del sistema de post-tratamiento.

5.5. Resumen

En el presente capítulo se ha abordado una evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento mediante herramientas de modelado 1D y una comparación de los resultados frente a los obtenidos con la configuración de referencia post-turbo. El modelo de motor empleado en este análisis fue un motor de gran cilindrada, sobrealimentado en doble etapa y con un sistema de EGR de alta presión.

Debido a la necesidad de extender el análisis a condiciones de operación estacionarias y transitorias, el modelo fue previamente validado con datos

experimentales correspondientes a ambas condiciones. El sistema de post-tratamiento está compuesto por un catalizador de oxidación y un filtro de partículas diésel, estando este último modelado de acuerdo al trabajo realizado en los anteriores capítulos de la presente tesis doctoral.

En primer lugar, se realizó un rediseño de la línea de escape debido a las características de la configuración pre-turbo. Se pretende con ello reducir los volúmenes del sistema, con la consiguiente reducción de la superficie de transmisión de calor y de inercia térmica. Se dividió el sistema de post-tratamiento en dos ramas paralelas unidas a la entrada de la turbina de alta presión, manteniendo constante las áreas catalíticas y de filtrado originales. Debido al importante incremento de superficie de transmisión de calor previo a la turbina, se aplicó un aislamiento al colector de escape únicamente en la configuración pre-turbo propuesta. Esta arquitectura permite el diseño de un sistema de EGR limpio de alta presión, estando la toma colectora situada tras el filtro de partículas. Este hecho presenta una ventaja tecnológica ya que se evitan deposiciones de hollín en la línea de EGR, con el consiguiente aumento de la vida útil del sistema y la nula pérdida de eficiencia del intercambiador de EGR.

En condiciones de operación estacionaria, el análisis se centró en el régimen de giro característico de 1500 *rpm* a plena carga. Se realizó un estudio paramétrico de estas condiciones de operación definido por las aperturas de las válvulas de waste-gate y EGR, manteniendo constante la masa de combustible inyectada. De esta forma, se dispone de un amplio rango de puntos de operación del motor que permite una completa evaluación de la configuración sujeta a estudio.

Los resultados aportados en este análisis confirman el importante incremento del nivel térmico a la entrada del sistema de post-tratamiento en la configuración pre-turbo. Este hecho favorece las condiciones para que tengan lugar eventos de regeneración pasiva, que contribuyen a reducir la penalización en consumo que supone el uso de estrategias de regeneración activa. Asimismo, es posible reducir la dependencia de aditivos en el combustible y de recubrimientos catalíticos sobre el substrato poroso que incrementan su coste.

Se encontró un amplio rango de operación del motor en que se obtienen mejoras en consumo específico con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Una de las causas es la menor pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento debido a su ubicación en la línea de escape. Aguas arriba de la turbina la densidad de los gases de escape es mayor, lo que para una misma sección transversal reduce la velocidad del flujo y con ello la pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento. Además, esta disposición evita

que dicha pérdida de presión se vea afectada por el efecto de la relación de expansión en las turbinas, viéndose reducida la contrapresión del motor. Este efecto multiplicador se hace más severo en la configuración de referencia a medida que crece el nivel de acumulación de hollín en el DPF. De ahí que las mejoras en consumo específico encontradas en la configuración pre-turbo en comparación con la tradicional aumenten con el nivel de acumulación de hollín, presentando esta última una gran sensibilidad a la acumulación de partículas en el DPF. Este efecto justifica adicionalmente el emplazamiento del catalizador de oxidación antes de la turbina, en lugar de su tradicional disposición post-turbo.

El principal inconveniente del sistema propuesto en condiciones de operación estacionaria, se hace necesario reducir las pérdidas por transmisión de calor por medio de un aislamiento. No obstante, en este trabajo no se consideró el calor liberado en las reacciones químicas que tienen lugar en el DOC y DPF. Asimismo, la atenuación de los pulsos debido a la pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento reduce la energía cinética asociada a ellos a la entrada de la turbina de alta presión. Sin embargo, este comportamiento cuasi-estacionario del flujo previo a la turbina permitiría llevar a cabo de forma más sencilla un diseño óptimo para que esta última trabaje con mayor eficiencia en un gran rango de operación.

La evaluación del colector de escape con el sistema de post-tratamiento integrado en condiciones de operación transitoria cubrió un amplio abanico de transitorios de carga a régimen de giro constante, contemplando tanto condiciones de operación a alta y baja temperatura de pared. De esta forma se evalúa el efecto de la alta inercia térmica del sistema de post-tratamiento, parámetro controlador de la dinámica de la respuesta transitoria del motor con configuración pre-turbo.

Cuando el transitorio de carga parte de condiciones de alta temperatura de las paredes del motor el sistema de post-tratamiento se comporta como una fuente de energía, cediéndosela a los gases de escape en las fases de arrastre o menor carga. Este fenómeno permite mantener un mayor régimen de giro del turbogrupo con respecto a la configuración tradicional, lo que garantiza unas condiciones más favorables al inicio de los procesos de aceleración. Este fenómeno permite reducir los tiempos de respuesta cuando el sistema de post-tratamiento está ubicado aguas arriba de las turbinas. Al igual que en condiciones estacionarias, un nivel elevado de acumulación de partículas no afecta a la dinámica del transitorio con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Sin embargo, sí se aprecia una penalización en la configuración tradicional, aunque ésta no llega a ser severa.

Con el objetivo de analizar en qué momento la inercia térmica del sistema de post-tratamiento deja de ser una ventaja en un transitorio en caliente, se realizó un nuevo estudio alargando el tiempo de la fase de arrastre del motor tras haber permanecido a plena carga en condiciones estacionarias. Durante esta fase, el gas a baja temperatura procedente de los cilindros enfría las paredes del substrato del sistema de post-tratamiento. Por lo tanto, cuando se pisa el pedal, los monolitos absorben parte de la energía de los gases de escape pudiendo penalizar la respuesta dinámica del turbogrupo, y de ahí, del motor.

Este proceso se vuelve crítico cuando el transitorio parte de un punto de operación a baja carga. Durante este trabajo se ha justificado la necesidad de realizar un control adecuado del limitador de humos y de la apertura de la válvula de EGR con el fin de preservar una respuesta óptima del motor ante un transitorio. Con respecto al primer parámetro, se optó por permitir mayores dosados, alcanzando condiciones estequiométricas. Por otra parte, la apertura de la válvula de EGR durante el transitorio ha de retrasarse. Se demostró que con una apertura tardía de la válvula de EGR, o siendo ésta lenta, la respuesta en prestaciones del motor no se ve afectada, a expensas de incrementar transitoriamente la emisión de NO_x .

Aunque con dicho control se consiguió preservar las condiciones de respuesta en par efectivo, es necesario destacar que al final de la fase de cada transitorio de carga la estabilización térmica no se completó. Por lo tanto, en operación real del motor, sería la historia previa la que determinaría las necesidades de control a fin de alcanzar el par efectivo objetivo. Teniendo en cuenta el comportamiento opuesto ante transitorios en caliente o en frío, es de esperar que las condiciones reales de conducción sean intermedias. Por lo tanto, las fases de aceleración favorecerán la capacidad del motor para mantener el turbogrupo en condiciones de régimen de giro cuasi-constante, eliminando o reduciendo el retraso del turbogrupo en las aceleraciones siguientes. Ello supondrá condiciones óptimas para hacer frente al transitorio térmico del substrato, que será función de la variación de carga y régimen del motor pero también de la operación previa del motor, que como se ha indicado, determinará los requerimientos de control.

Bibliografía

- [1] Payri F., Benajes J., Galindo J. y Serrano J.R. “Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: Wave action models for calculating the operation in a High Speed Direct Injection engine”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 479–93, 2002.

- [2] Serrano J.R., Climent H., Guardiola C. y Piqueras P. “Methodology for characterisation and simulation of turbocharged Diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 n° 1, pp. 150–158, 2009.
- [3] Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V. y Piqueras P. “Methodology for characterisation and simulation of turbocharged Diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29 n° 1, pp. 142–140, 2009.
- [4] Konstandopoulos A.G., Skaperdas E., Warren J. y Allansson R. “Optimized filter design and selection criteria for continuously regenerating Diesel particulate traps”. *SAE Technical Paper 1999-01-0468*, 1999.
- [5] Allansson R., Blakeman P.G., Cooper B.J., Hess H., Silcock P.J. y Walker A.P. “Optimising the low temperature performance and regeneration efficiency of the continuously regenerating diesel particulate filter (CR-DPF) system”. *SAE Technical Paper 2002-01-0428*, 2002.
- [6] Watson N. y Janota S. *Turbocharging the internal combustion engine*. MacMillan Publishers Ltd, London, 1982.
- [7] Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Skaperdas E., Papaioannou E., Zarvalis D. y Kladopoulou E. “Fundamental studies of diesel particulate filters: transient loading, regeneration and aging”. *SAE Technical Paper 2000-01-1016*, 2000.
- [8] Sludder C.S., Storey J.M.E., Lewis S.A., Styles D., Giulano J.M. y Hoard J.W. “Hydrocarbons and particulate matter in EGR cooler deposits: Effects of gas flow rate, coolant temperature and oxidation catalyst”. *SAE Technical Paper 2008-01-2467*, 2008.
- [9] Holman J.P. *Transferencia de calor*. McGraw-Hill, Interamericana de España, 1998.
- [10] Cerit M., Ayhan V., Parlak A. y Yasar H. “Thermal analysis of a partially ceramic coated piston: effect on cold start HC emission in a spark ignition engine”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 336–341, 2011.
- [11] Vressner A., Gabrielsson P., Gekas I. y Senar E. “Meeting the EURO VI NOx emission legislation using a EURO IV Base Engine and a SCR/ASC/DOC/DPF configuration in the World Harmonized Transient Cycle”. *SAE Technical Paper 2010-01-1216*, 2010-01-1216.
- [12] Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D. “Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach”. *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.
- [13] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Assessment by means of gas dynamic modelling of a pre-turbo diesel particulate filter configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225 (9), pp. 1134–1155, 2011.

-
- [14] Payri F., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Performance analysis of a turbocharged Heavy Duty Diesel Engine with a pre-turbo diesel particulate filter configuration”. *SAE International Journal of Engines*, Vol. 4 (2), pp. 2559–2575, 2011.
- [15] Zhan R., Li W., Eakle S.T. y Weber P.A. “Development of a novel device to improve urea evaporation, mixing and distribution to enhance SCR performance”. *SAE Technical Paper 2010-01-1185*, 2011.
- [16] Konstandopoulos A.G., Kostuglou M. y Housiada P. “Spatial non-uniformities in diesel particulate trap regeneration”. *SAE Technical Paper 2001-01-0908*, 2001.
- [17] Desantes J.M., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P. “Derivation of the method of the characteristics for the fluid dynamic solution of flow advection along porous wall channels”. *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 36, pp. 3134–3152, 2012.
- [18] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Influence of DPF soot loading on engine performance with a pre-turbo aftertreatment exhaust line”. *SAE Technical Paper 2012-01-0362*, 2012.
- [19] Luján J.M., Galindo J. y Serrano J.R. “Efficiency characterization of centripetal turbines under pulsating flow conditions”. *SAE Technical Paper 2001-01-0272*, 2001.
- [20] Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V., Tiseira A. y Cervelló C. “A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero- and one-dimensional gas dynamics codes for internal combustion engines modelling”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, pp. 3729–3745, 2008.
- [21] Joergl V., Keller P., Weber O., Mueller-Hass K. y Konieczny R. “Influence of pre turbo catalyst design on diesel engine performance, emissions and fuel economy”. *SAE Technical Paper 2008-01-0071*, 2008.
- [22] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso Ó. “Analysis of Heavy-Duty turbocharged diesel engine response under cold transient operation with a pre-turbo aftertreatment exhaust manifold configuration”. *International Journal of Engine Research*, doi:10.1177/1468087412457670, 2012.
- [23] “Emission test cycles”. www.dieselnets.com, 2012.

Capítulo 6

Estudio experimental del post-tratamiento pre-turbo

Contenido

6.1. Introducción	200
6.2. Metodología experimental	201
6.2.1. Descripción del banco de ensayos	201
6.2.2. Configuraciones del sistema de post-tratamiento sujetas a estudio	205
6.2.3. Descripción del plan de ensayos	209
6.3. Análisis en condiciones de operación estacionaria	214
6.3.1. Efectos sobre el sistema de post-tratamiento	214
6.3.1.1. Temperatura	215
6.3.1.2. Pérdida de presión	218
6.3.1.3. Regeneración pasiva del DPF	219
6.3.1.4. Eficiencia de filtrado del DPF	222
6.3.2. Efectos sobre el turbogrupo	223
6.3.3. Efectos sobre las prestaciones	227
6.3.4. Efectos sobre las emisiones contaminantes	229
6.4. Análisis en condiciones de operación transitoria	231
6.4.1. Ciclo de homologación NEDC	231
6.4.2. Transitorio de carga a régimen de giro constante	239
6.4.2.1. Baja temperatura inicial de pared	239

6.4.2.2. Alta temperatura inicial de pared	248
6.5. Resumen	251
Bibliografía	255

6.1. Introducción

Una vez presentado y analizado en el Capítulo 5 los resultados de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento obtenidos mediante el uso de técnicas de modelado 1D, en el presente capítulo se completará el estudio con el análisis de los resultados experimentales obtenidos en un motor de aplicación en automoción. Esto permitirá evaluar y confirmar los resultados aportados por el modelado acerca del impacto sobre las condiciones de operación de un motor Diesel sobrealimentado. El presente capítulo se ha dividido en tres bloques con el fin de facilitar el seguimiento del mismo:

- Metodología experimental. Este apartado está dedicado a la exposición de las herramientas y equipos utilizados durante la fase experimental en banco motor, así como la descripción de los ensayos realizados y la metodología aplicada.
- Efectos de la arquitectura pre-turbo del sistema de post-tratamiento en condiciones de operación estacionaria. En este apartado se discutirán las implicaciones de posicionar el sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina cuando el motor opera en modo estacionario, cubriendo una gran variedad de puntos del rango de operación del mismo. En primer lugar, se analizarán los cambios en la operación del sistema de post-tratamiento asociados a las condiciones del flujo aguas arriba de la turbina. Asimismo, la posición previa a la turbina del sistema de post-tratamiento afecta notablemente a la dinámica de operación de ésta. La integración de estos dos fenómenos fijan las prestaciones que el motor ofrece con la configuración propuesta, pudiendo ser evaluadas en un amplio rango de funcionamiento. Finalmente, la experimentación permite realizar un estudio sobre las consecuencias de la nueva ubicación del sistema de post-tratamiento sobre la capacidad de regeneración pasiva del DPF, así como sobre la eficiencia de filtrado del mismo y los cambios en las emisiones en el motor asociados a la nueva arquitectura.
- Efectos de la arquitectura pre-turbo del sistema de post-tratamiento en condiciones de operación transitoria. El propósito de este apartado es

identificar y cuantificar el efecto que tiene la inercia térmica del sistema de post-tratamiento sobre la respuesta del motor con arquitectura pre-turbo ante operación transitoria, incluyendo el ciclo de homologación de vehículos ligeros NEDC y exigentes transitorios de carga a régimen de giro constante. Asimismo, el trabajo experimental en el ciclo NEDC permite evaluar los eventos de regeneración pasiva en el DPF en unas condiciones de operación mayoritariamente urbanas, así como los cambios en emisiones contaminantes debidos a la nueva disposición del DOC en la línea de escape.

6.2. Metodología experimental

6.2.1. Descripción del banco de ensayos

El modelo de motor seleccionado para desarrollar el trabajo experimental fue un DW10BTED4 fabricado por la empresa PSA Peugeot-Citroën. Es un motor Diesel de inyección directa y turbo-sobrealimentado equipado con una turbina de geometría variable, que cumple con la normativa de emisiones contaminantes Euro 4. Para el cumplimiento de dicha normativa el motor dispone de un pre-catalizador de oxidación, un catalizador de oxidación, un filtro de partículas y un sistema de EGR de alta presión. Las principales características del motor se recogen en la tabla 6.1.

Tabla 6.1. Características básicas del motor sujeto a estudio.

Número de cilindros	4 en línea
Cilindrada	1997 cm ³
Diámetro	85 mm
Carrera	88 mm
Número de válvulas	4 por cilindro
Relación de compresión	18:1
Sistema de EGR	Alta presión refrigerado
Sistema de inyección	Common rail de inyección directa
Inyector	Siemens 1980-C0 clase 5
Orden de encendido	1-3-4-2
Turbocompresor	Garret VNT GT 1749V
Par máximo	320 Nm a 1750 rpm
Potencia máxima	100 kW a 4000 rpm

Dicho motor se encuentra instalado en una sala de ensayos cuya representación esquemática se muestra en la figura 6.1.

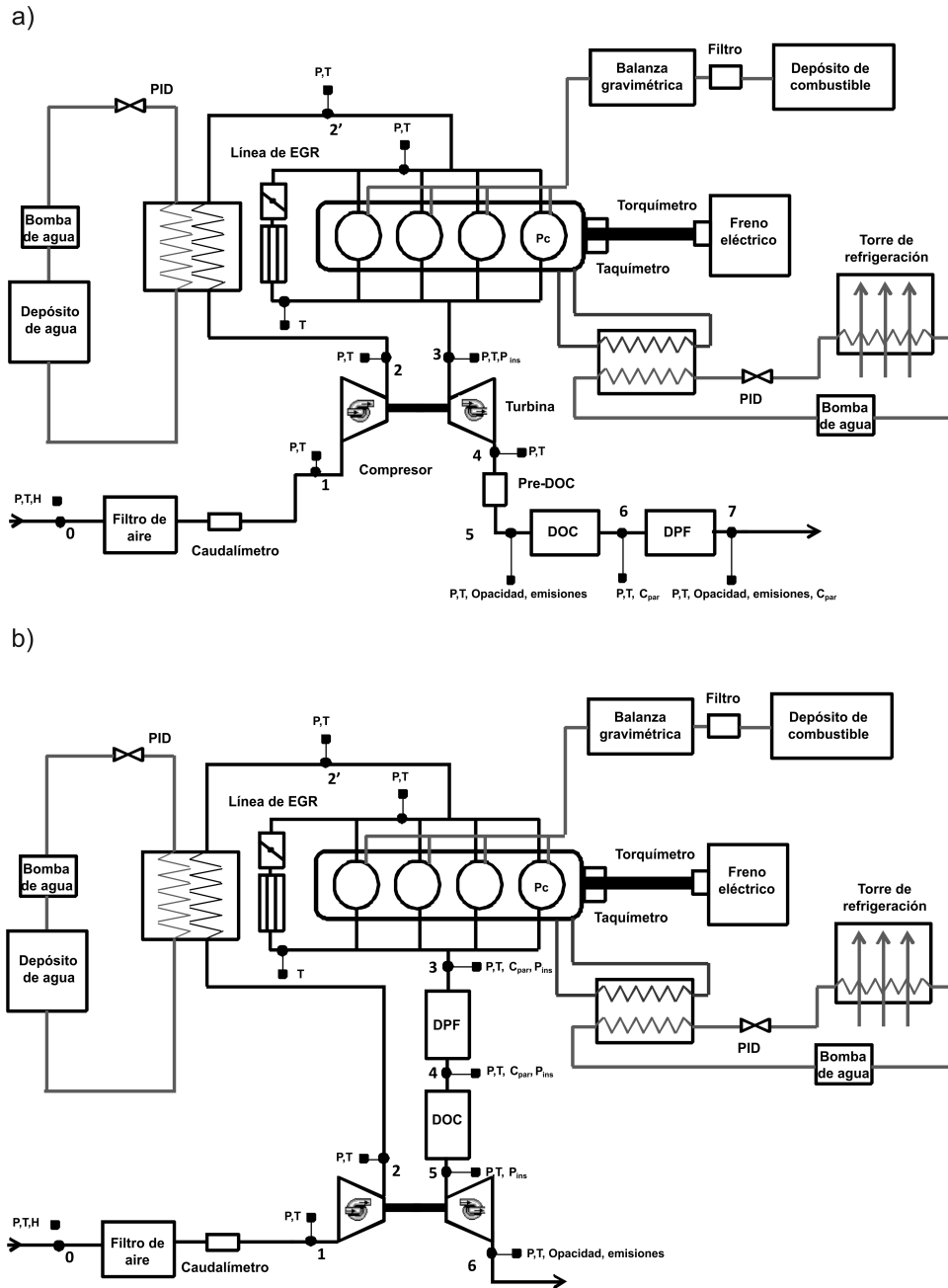


Figura 6.1. Representación esquemática de la sala de ensayo: (a) configuración post-turbo y (b) configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

El esquema (a) corresponde a la configuración de referencia, en la que el sistema de post-tratamiento se ubica aguas abajo de la turbina. El esquema (b) muestra una de las configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento sujeta a estudio (DPF-DOC). La instalación cuenta con un freno dinamo-métrico asíncrono Schenck Pegasus LI250 que tiene la capacidad de trabajar a un régimen de giro máximo de 4980 rpm y con potencia y par máximos de 250 kW y 650 Nm respectivamente. Gracias a la conexión entre el freno y el programa informático STARS, es posible llevar a cabo ensayos transitorios variando el régimen de giro y el grado de carga de forma controlada, así como la realización de ciclos de funcionamiento como el NEDC. La centralita del motor, ECU, está abierta, permitiendo su control mediante el programa informático ETAS-INCA, así como la total accesibilidad a las medidas realizadas por los sensores del propio motor. La figura 6.1 muestra los dos sistemas de refrigeración que posee la instalación. El líquido refrigerante del motor, que es el mismo que circula por el intercambiador de calor de los gases recirculados de alta presión, se enfría en un intercambiador con agua procedente de una torre de enfriamiento. Una válvula con control PID permite controlar la temperatura de refrigerante del motor variando el caudal de agua procedente de la torre. El sistema de refrigeración se completa con un depósito de 200 litros de una mezcla de agua y glicol al 30 %, que es refrigerada con una máquina frigorífica. Este depósito abastece de refrigerante a los transductores piezorresistivos y al intercooler. De la misma forma que en la línea de refrigeración del motor, una válvula con control PID ofrece la posibilidad de controlar la temperatura del aire de admisión variando el caudal por el intercambiador.

El motor ha sido instrumentado con sensores para medir las diferentes variables de interés, cuya localización se muestra en la figura 6.1 y su descripción en la tabla 6.2. Los diferentes sensores están conectados al sistema de adquisición de datos STARS, que controla y sincroniza la información proveniente de la ECU y de los sensores externos. Las variables de interés medidas en este trabajo han sido el par, el régimen del motor y del turbogrupo, las condiciones ambiente, las presiones y temperaturas medias a lo largo de las líneas de admisión y de escape, el flujo másico de combustible y de aire, y las emisiones contaminantes.

Asimismo, se han registrado señales instantáneas de presión en los cilindros y en el colector de escape en el caso de la configuración de referencia. En el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, se ha ampliado el número de puntos de medición de presiones instantáneas, posicionándolos entre los diferentes elementos del sistema de post-tratamiento. Estas señales han sido registradas por medio de un osciloscopio Yokogawa

Tabla 6.2. Instrumentación empleada en la instalación experimental.

Variable medida	Sensor	Rango	Error
Temperatura	Termopar tipo K	[-200 - 1200°C]	$\pm 1^{\circ}C$
Presión media	Piezorresistivo PMA P40	[0 - 6 bar]	$\pm 0,3\%$
Presión instantánea	Piezorresistivo Kistler 4045	[0 - 5 bar]	$\pm 100Pa$
Presión en cámara	Piezoeléctrico Kistler 6055	[0 - 250 bar]	$\pm 0,5\%$
Consumo de combustible	Balanza AVL 733S	[0 - 400 kg/h]	$\pm 0,12\%$
Flujo másico de aire	Caudalímetro hilo caliente	[0 - 720 kg/h]	$\pm 1\%$
Par efectivo	Torquímetro	[-650 - 650 Nm]	$\pm 0,1\%$
Régimen del motor	Tacómetro	[1 - 4980 rpm]	$\pm 1rpm$
Régimen del turbogrupo	Inductivo Picoturn-SM5.3	[200 - 400000 rpm]	$\pm 0,25\%$
Opacidad de humos	Opacímetro AVL439	[0 - 100 %]	$\pm 3\%$
Número de partículas	EEPS 3090	$[15 - 7 \times 10^5 \# / cm^3]^1$	$\pm 2\%$
Emisiones gaseosas:			
NO _x		[0 - 10000 ppm]	$\pm 1\%$
CO ₂		[0 - 20 %]	$\pm 1\%$
CO	HORIBA MEXA 7000	[0 - 5000 ppm]	$\pm 1\%$
CO		[0 - 12 %]	$\pm 1\%$
HC		[0 - 5000 ppm]	$\pm 1\%$
O ₂		[0 - 25 %]	$\pm 1\%$

DL716 sincronizado con un codificador de ángulo con una resolución de 0.2° de giro del cigüeñal.

El sistema de medición empleado para evaluar las emisiones gaseosas ha sido un HORIBA MEXA 7100DEGR, el cual permite determinar la concentración de óxidos de nitrógeno, monóxido y dióxido de carbono, hidrocarburos y oxígeno. El principio de medida de este sistema para los distintos compuestos se encuentra detallado en [1].

En el caso de la medida de humos, se ha utilizado un opacímetro de muestreo AVL439, cuyo sistema de medida se basa en la extinción de luz que se da cuando se hace pasar una muestra de gas con partículas entre un emisor y un detector de luz dentro de una cámara de medida. La elección de este dispositivo se fundamenta en que puede ser usado durante operación transitoria del motor, ya que posee un sistema de respuesta rápida.

A fin de medir con precisión la eficiencia de filtrado del DPF se ha hecho uso del espectrómetro EEPS 3090 y el sistema de dilución DEKATI Diluter DI-100 conectados en serie tanto a la entrada como a la salida del DPF a fin

¹El EEPS posee un rango de medida para cada diámetro de partícula. El rango mostrado se corresponde con el diámetro de 80 nm, moda aproximada de la distribución de tamaños de un motor Diesel moderno.

de obtener la concentración de partículas. Mediante dos válvulas de respuesta rápida se controla la medida aguas arriba o aguas abajo del DPF durante el mismo ensayo, lo que evita cometer errores asociados a posibles cambios en las condiciones ambiente o emisión del motor. La metodología de medida empleada para obtener la distribución de partículas aguas arriba y aguas abajo del DPF se encuentra completamente detallada en las referencias [2, 3]. La medida de este sistema es utilizada para obtener la eficiencia de filtrado y determinar la emisión del motor, necesaria para la evaluación del hollín regenerado en el DPF de forma pasiva.

6.2.2. Configuraciones del sistema de post-tratamiento sujetas a estudio

En este trabajo experimental se estudiaron 4 arquitecturas de la línea de escape del motor previamente descrito, diferenciadas en la ubicación y geometría del sistema de post-tratamiento considerado. Sólo la primera de ellas es post-turbo, que se considera como la referencia de comparación para evaluar la influencia de la ubicación pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento en la operación del motor. Seguidamente, se va a describir cada una de las configuraciones de la línea de escape consideradas.

Configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento

Esta configuración es la original del motor para cumplir con la normativa Euro 4, cuya representación esquemática se muestra en la figura 6.2. Consiste en un pre-catalizador de oxidación dispuesto junto a la salida de la turbina, con el fin de aprovechar la zona de mayor nivel térmico de la línea de escape donde puede ir situado.

De esta forma se acelera el light-off del catalizador con la consiguiente reducción de las emisiones de CO/HC en el ciclo de homologación. A continuación de este elemento, al final de la línea de escape, se encuentran situados el DOC y el DPF cuyas características geométricas se indican en la tabla 6.3. Es importante destacar que estos dos últimos elementos no son los originales del motor, sino que se trata de dispositivos independientes que permiten estudiar diferentes posiciones relativas, especialmente durante el posterior estudio de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

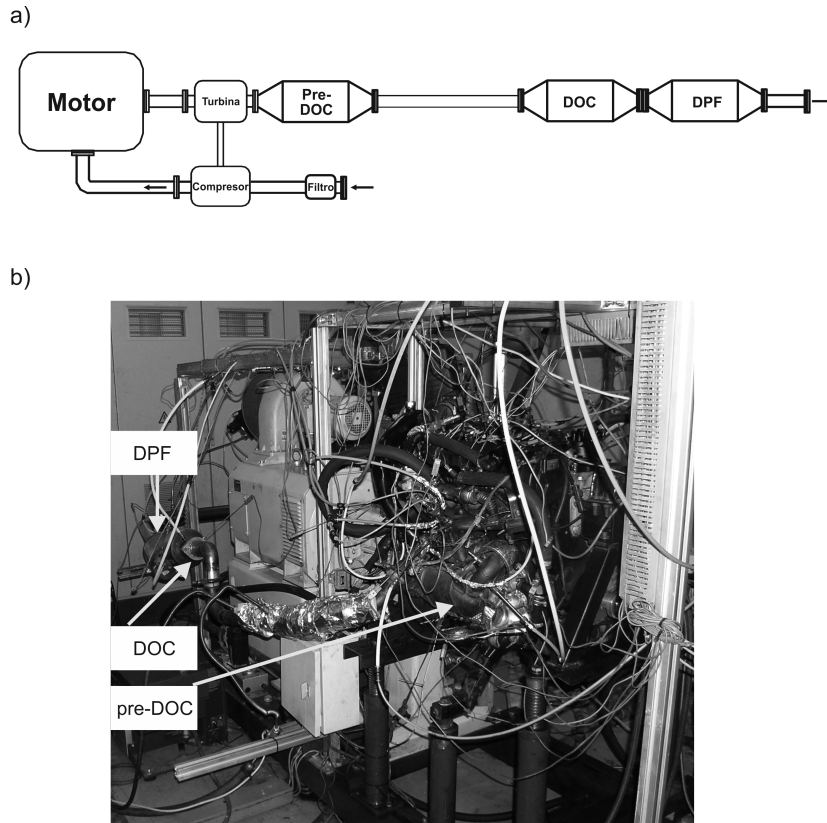


Figura 6.2. (a) Representación esquemática de la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento y (b) foto de la instalación.

Tabla 6.3. Características del sistema de post-tratamiento empleado en el estudio.

DOC		DPF	
Longitud [m]	0.105	Longitud [m]	0.165
Diámetro [m]	0.145	Diámetro [m]	0.135
Volumen [l]	1.73	Volumen [l]	2.36
Densidad de celdas [cpsi]	400	Densidad de celdas [cpsi]	200
Ancho de canal [mm]	0.94	Ancho de canal [mm]	1.47
Ancho de pared [mm]	0.3	Ancho de pared [mm]	0.32
Número de canales [-]	10240	Número de canales [-]	4470
Área catalítica [m ²]	4.24	Área de filtrado [m ²]	2.17
		Permeabilidad [m ²]	3.175x10 ⁻¹³

Configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento

Esta configuración consiste en situar los mismos elementos de la configuración de referencia aguas arriba de la turbina. Debido a la mayor densidad, temperatura y pulsación de los gases de escape aguas arriba de la turbina, existe un mayor nivel de transferencia de masa entre el gas de escape y el sustrato del catalizador que favorece las reacciones de oxidación [4]. Adicionalmente, la mayor densidad del flujo en configuración pre-turbo aumenta el tiempo de residencia. Por lo tanto, el volumen total de catalizador en configuración pre-turbo se puede reducir.

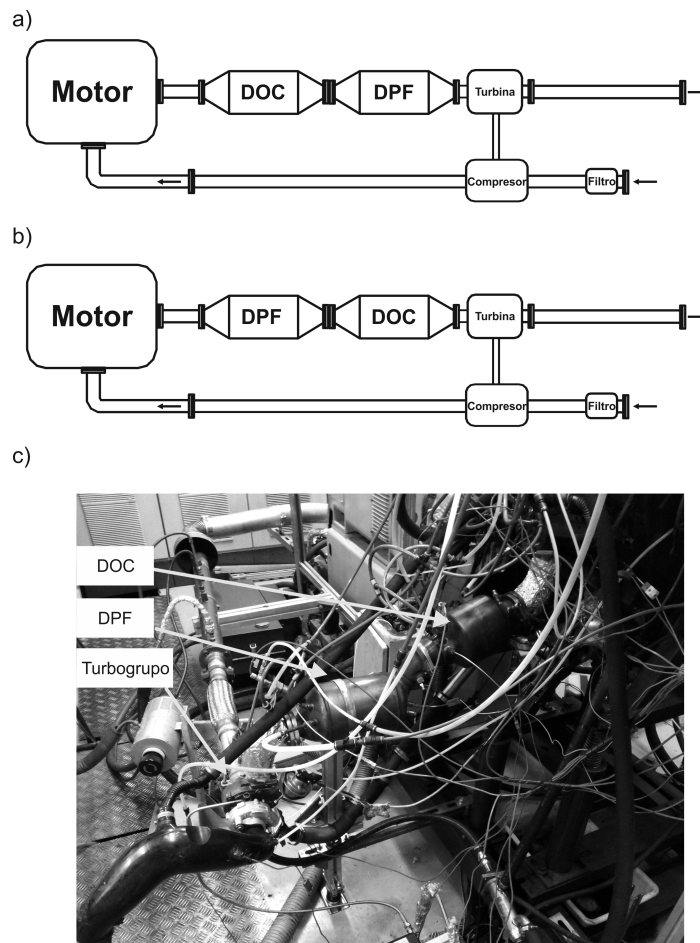


Figura 6.3. Representación esquemática de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento: (a) DPF-DOC y (b) DOC-DPF. (c) Foto de la instalación.

En este estudio se suprimió directamente el pre-catalizador de oxidación. Además de eliminar el pre-DOC, se proponen dos configuraciones de post-tratamiento pre-turbo, resultantes de intercambiar la disposición relativa de DOC y DPF. Las dos arquitecturas de post-tratamiento propuestas se muestran en la figura 6.3. Las razones que han llevado a estudiar ambas posibles disposiciones son las siguientes:

- En la configuración DOC-DPF, el filtro de partículas puede beneficiarse del NO_2 formado en el catalizador de oxidación para incrementar la tasa de oxidación de hollín a menor temperatura. Además, al estar posicionado el DOC en primer lugar se consigue reducir el light-off del mismo durante el ciclo de homologación, con la consiguiente reducción de las emisiones contaminantes. Estas características justifican el interés por el estudio de esta configuración y es de hecho lo que justifica que en la configuración post-turbo se haga uso de estas posiciones relativas entre DOC y DPF.
- La disposición DPF-DOC no resulta apropiada en una configuración post-turbo tradicional, pues como se ha indicado, el primero no podría beneficiarse del NO_2 formado en el catalizador de oxidación para favorecer la oxidación del hollín. Sin embargo, debido al mayor nivel térmico en la arquitectura pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento, que favorece de forma notable la regeneración pasiva del DPF, resulta interesante explorar esta disposición. La razón es que se puede hacer uso de un DOC de substrato metálico con una densidad de celdas suficiente para que actúe de tamiz ante posibles desprendimientos cerámicos del monolito del filtro de partículas, evitando así que éstos pudieran dañar los álabes de la turbina.

Finalmente, se evaluó en condiciones de operación transitoria una configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento adicional, cuya fisionomía sigue la filosofía de la patente propuesta por CMT-Motores Térmicos y que ha sido descrita en el Capítulo 2 [5]. Este sistema, cuya foto de su instalación en el banco de ensayo se muestra en la figura 6.4, consiste en un colector de escape que lleva integrado el sistema de post-tratamiento formado por un DPF seguido de un DOC de substrato metálico, ambos de sección rectangular. El DOC actúa a su vez de filtro ante posibles desprendimientos de material cerámico del DPF protegiendo a la turbina. En la tabla 6.4 se muestran las características del DPF y DOC que constituyen este prototipo.

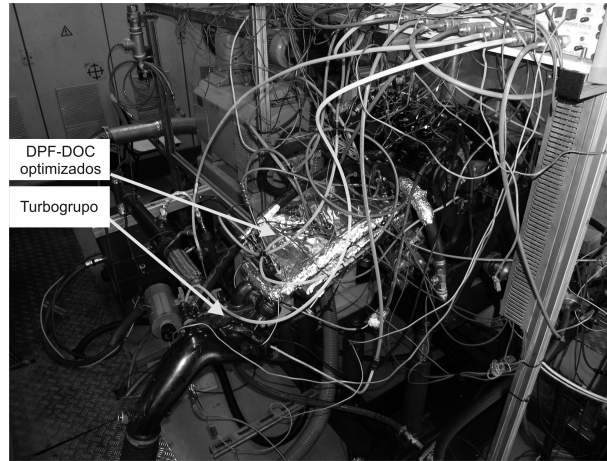


Figura 6.4. Foto de la instalación con la configuración pre-turbo DPF-DOC optimizada.

Tabla 6.4. Características geométricas de los monolitos del DOC y DPF integrados en el colector de escape multifuncional.

DOC		DPF	
Dimensiones [mm]	120x356x34.5	Dimensiones [mm]	200x356x34.5
Volumen [l]	1.47	Volumen [l]	2.45
Densidad de celdas [cpsi]	400	Densidad de celdas [cpsi]	200
Ancho de canal [mm]	0.94	Ancho de canal [mm]	1.41
Ancho de pared [mm]	0.3	Ancho de pared [mm]	0.35
Número de canales [-]	8312	Número de canales [-]	5100
Área catalítica [m ²]	3.75	Área de filtrado [m ²]	2.86
		Permeabilidad [mm]	2.5x10 ⁻¹³

6.2.3. Descripción del plan de ensayos

Con el objetivo de realizar un estudio riguroso sobre la interacción entre el motor y el sistema de post-tratamiento localizado aguas arriba de la turbina, se seleccionó un amplio abanico de ensayos experimentales que comprenden condiciones de operación estacionaria y transitoria del motor.

Condiciones de operación estacionaria

Con respecto a las condiciones de operación estacionaria, resulta conveniente seleccionar puntos representativos de la operación habitual del motor

con el fin de realizar un estudio lo más realista posible. Para ello, se seleccionaron en primer lugar 5 puntos del ciclo europeo de homologación de vehículos ligeros (NEDC), cubriendo así niveles de carga baja del motor. La figura 6.5 muestra los últimos 600 segundos del ciclo NEDC, que incluye los 5 puntos seleccionados para realizar el estudio identificados con las letras F, J, L, K y Q. La nomenclatura se corresponde con la llevada a cabo en trabajos previos con estos puntos estacionarios del ciclo [6, 7]. De forma adicional, la tabla 6.5 define las características de cada uno de los puntos seleccionados para el desarrollo de este plan de ensayos. Los puntos seleccionados se midieron en batería, formando 3 tandas independientes, en las que se varía el orden en que cada punto de operación es ensayado:

1. Q-K-L-J-F
2. K-L-J-F-Q
3. J-F-L-K-Q

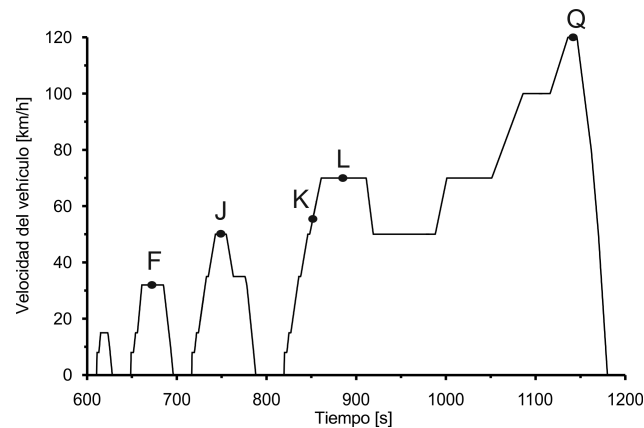


Figura 6.5. Selección de puntos del NEDC.

El nivel de acumulación de hollín presente en el DPF y el nivel térmico de las paredes del monolito determinan la capacidad de regeneración pasiva del mismo. Por lo tanto, el orden en el que los puntos sean ensayados en una misma tanda condicionará el hollín total regenerado de forma pasiva. Para la realización de los ensayos se siguió la siguiente metodología:

- El DPF es regenerado antes de comenzar la tanda a ensayar.

Tabla 6.5. Características de los puntos de operación extraídos del NEDC.

Punto	Régimen [rpm]	Par [Nm]	Grado de carga [%]	Tasa de EGR [%]	T ^a entrada DPF [°C]
F	1370	15	7	44.5	100
J	1960	16.5	5	33.5	150
L	1580	41	15	32	186
K	1660	104	30	14.2	352
Q	2240	91	33	13	390

- A continuación, el DPF se pesa en condiciones limpias con una balanza de peso máximo 21 kg y un error de medida máximo de ± 1 g. Con el fin de asegurar la precisión en la medida, se pesa en condiciones calientes tras finalizar la regeneración y en condiciones frías tras haber pasado al menos 12 horas en una cámara climática controlando la temperatura ambiente.
- El warm-up del motor se realiza en el primer punto de operación de cada tanda.
- La medida de cada punto se realiza previa estabilización del motor durante 35 minutos, asegurando de esta forma que se ha completado el transitorio térmico en todos los elementos de la línea de escape.
- Todos los puntos han sido medidos en igualdad de condiciones de temperatura de salida del intercooler y refrigerante del motor, variables controladas con los diferentes PID mostrados en la figura 6.1.
- Tras finalizar la tanda, se vuelve a pesar el DPF de la misma forma que en condiciones limpias. Por diferencia de pesos antes y después del ensayo se obtiene el nivel de acumulación de partículas.

Para completar el estudio en condiciones de operación estacionaria, se escogieron puntos de operación con un grado de carga media-alta sin EGR, con el fin de extender el abanico de puntos del estudio. La tabla 6.6 resume las características de los 6 puntos seleccionados cuyo rango varía de 1500 a 4000 rpm, con un intervalo de 500 rpm, y bajando el nivel de carga a medida que aumenta el régimen de giro del motor, debido a que los puntos de alto régimen y carga son menos frecuentes en condiciones reales de conducción.

A diferencia de los puntos de baja carga pertenecientes al NEDC, cada punto se midió por separado, siguiendo la siguiente metodología:

Tabla 6.6. Características de los puntos de operación de carga media-alta sin EGR.

Punto	Régimen [rpm]	Par [Nm]	Grado de carga [%]	T ^a entrada DPF [°C]
1500/90	1500	242.7	90	456
2000/80	2000	239.6	80	474
2500/80	2500	232.3	80	487
3000/70	3000	206.1	70	462
3500/70	3500	172.9	70	451
4000/50	4000	116.8	50	461

- El DPF es regenerado antes de comenzar la medida de cada punto de operación.
- A continuación, el DPF se pesa en condiciones limpias, tanto en condiciones calientes como frías.
- La medida de cada punto se realiza previa estabilización del motor durante 15 minutos.
- Todos los puntos han sido medidos en igualdad de condiciones de temperatura de salida del intercooler y refrigerante del motor, variables controladas con los diferentes PID mostrados en la figura 6.1.
- Tras finalizar la medida de cada punto de operación, se vuelve a pesar el DPF de la misma forma que en limpio. Por diferencia de peso antes y después del ensayo se obtiene la masa de hollín acumulada.

Condiciones de operación transitoria

La evolución del efecto de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento sobre la operación del motor requiere considerar el ciclo de homologación de vehículos ligeros (NEDC). De esta forma se cuantificarán durante un ciclo NEDC las prestaciones, que se verán reflejados en el consumo global de combustible, así como en términos de emisiones contaminantes y capacidad de regeneración pasiva del DPF.

Dado que la emisión de hollín durante un ciclo NEDC es inferior al error de medida de la balanza, se realizó un ensayo adicional consistente en la ejecución de 25 NEDCs consecutivos tanto con la configuración de referencia como con la pre-turbo DOC-DPF. De esta forma se pueden alcanzar niveles de acumulación de hollín que pueden ser medidos con mayor precisión. Asimismo, permite

evaluar el consumo global de combustible a lo largo de un ensayo extenso. La metodología seguida en este ensayo, cuya duración es de dos días, es la siguiente:

- El DPF es regenerado y pesado en condiciones limpias antes de comenzar el ensayo, siguiendo la misma metodología comentada con anterioridad.
- Se realizan 16 ciclos NEDC consecutivos, partiendo el primero de ellos de condiciones frías. Durante todo el ensayo se registran las variables termodinámicas, de prestaciones y de emisiones contaminantes.
- A continuación, el DPF se pesa tanto en condiciones calientes como frías. Por diferencia de peso antes y después del ensayo se obtiene la masa de hollín acumulada.
- En el segundo día de ensayo, se realizan 9 ciclos NEDC adicionales partiendo el primero de ellos de condiciones frías y completando el conjunto de 25 NEDCs. Durante todo el ensayo se registran las variables termodinámicas, de prestaciones y de emisiones contaminantes.
- Tras la realización del último ciclo NEDC, se pesa tanto en condiciones calientes como frías. Por diferencia de peso antes y después del ensayo se obtiene la masa de hollín acumulada.

Para completar el análisis en condiciones de operación transitoria, se seleccionaron transitorios de carga a régimen de giro constante. Se contemplaron los regímenes de giro de 1500 y 2000 rpm como referencia para cuantificar el efecto de ubicar el sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina. El transitorio de carga a régimen de giro constante simula las condiciones de operación del motor durante los instantes iniciales de una aceleración brusca, en la que el par efectivo aumenta mucho más rápido que el régimen de giro del motor. El transitorio de carga es la condición más severa a la que se le puede someter al motor, lo que le convierte en una herramienta fundamental para evaluar la capacidad de respuesta del motor ante un cambio tan importante en su geometría de la línea de escape.

El ensayo realizado se describe en la figura 6.6 en función del accionamiento del pedal. El motor es estabilizado completamente en las condiciones de operación iniciales (arrastre o 1 bar de pme dependiendo del ensayo) al régimen de giro del motor considerado.

En 0.2 segundos se lleva la consigna al grado de carga objetivo, comenzando lo que se ha denominado transitorio de carga en condiciones de baja

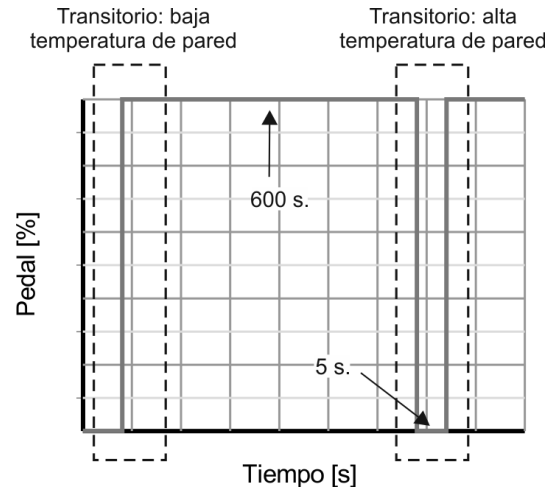


Figura 6.6. Descripción del ensayo de transitorio de carga a régimen de giro constante.

temperatura de pared. El motor es estabilizado en el grado de carga objetivo durante 10 minutos, asegurando la completa estabilización de todas las temperaturas de pared. Transcurrido ese periodo de tiempo comienza la segunda fase del ensayo, denominada transitorio de carga en condiciones de alta temperatura de pared. Esta fase consiste en llevar al motor a condiciones de arrastre y mantenerlo durante 5 segundos. Transcurrido ese periodo se aumenta de nuevo la demanda al grado de carga previo en 0.2 segundos, manteniéndola constante hasta la estabilización final del motor.

6.3. Análisis en condiciones de operación estacionaria

6.3.1. Efectos sobre el sistema de post-tratamiento

Ubicar el sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina supone un cambio substancial en su operación, por lo que resulta imprescindible evaluarlo con rigurosidad. Este subapartado está dedicado a estudiar qué efectos tiene sobre el sistema de post-tratamiento la nueva localización propuesta, así como confirmar los resultados en este área aportados previamente por el modelado realizado en el Capítulo 5.

6.3.1.1. Temperatura

Ubicar el sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina implica un cambio en la temperatura del gas a la entrada del mismo, tal como describe claramente la figura 6.7 en la que se muestra la temperatura del gas a la entrada del DPF y DOC para las arquitecturas evaluadas en todos los puntos de operación ensayados.

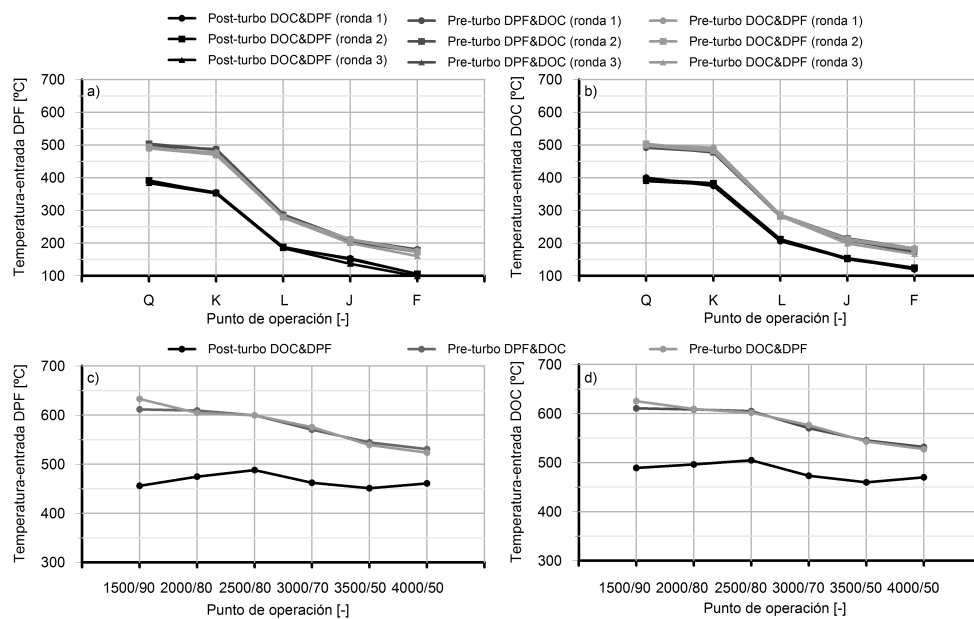


Figura 6.7. Temperatura a la entrada del DPF y del DOC en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

Tal como se muestra en la figura 6.7(a), en los puntos de operación de bajo grado de carga del motor, la temperatura a la entrada del DPF en la configuración pre-turbo presenta un aumento de alrededor de 100°C con respecto a la configuración de referencia post-turbo. Estas diferencias se incrementan hasta los 120°C en los puntos Q y K que corresponden a los de mayor grado de carga del motor entre los puntos escogidos del NEDC. Este aumento de la temperatura evidencia las condiciones más favorables en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento para que se den mayores tasas de regeneración pasiva del DPF en zonas de operación del ciclo de homologación. Asimismo, para puntos de operación de alto grado de carga, mostrados en la figura 6.7(c), las diferencias en temperatura del gas a la entrada del DPF entre ambas arquitecturas alcanzan los valores de $150\text{-}170^{\circ}\text{C}$. Esto se debe, por

una parte, a las mayores relaciones de expansión en la turbina, que produce un descenso importante de la temperatura a la salida de ésta afectando al sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo; y por otra parte, el sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo se ve favorecido por la mayor temperatura de salida de los cilindros. La temperatura a la entrada del DPF en la configuración pre-turbo, por encima de 525°C en todos los puntos considerados, induce a que se produzca una regeneración pasiva y continua en este rango de operación del motor. A la entrada del DOC se da el mismo aumento de temperatura en la configuración pre-turbo, tal como confirman las figuras 6.7(b) y (d). Al estar la eficiencia de conversión del DOC íntimamente relacionada con la temperatura, las diferencias entre ambas configuraciones implica un cambio notable, volviéndose crítico en los puntos de muy baja carga (F) por la influencia sobre la activación del DOC.

Un parámetro clave en la evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es la variación de temperatura del gas en el DOC y DPF, dado que ésta supone una variación de la energía disponible por la turbina. De esta manera, en la tabla 6.7 se muestra la diferencia de temperatura entre las secciones de salida y entrada del sistema de post-tratamiento en todos los puntos de operación evaluados para la configuración post-turbo y pre-turbo. En el caso de los puntos del NEDC se realizó una media de la temperatura obtenida en cada punto de operación en las 3 tandas ensayadas.

Tabla 6.7. Variación de temperatura entre las secciones de salida y entrada del sistema de post-tratamiento en función de su disposición en la línea de escape.

Punto	Post-turbo ΔT [°C]	Pre-turbo DPF-DOC ΔT [°C]	Pre-turbo DOC-DPF ΔT [°C]
Q	-19.1	-13.1	-27
K	-24.6	-20.6	-34.9
L	-21.9	-9.37	-22.6
J	-11.7	0.5	-7.9
F	-12.7	-2.5	-15.1
1500/90	-20.4	-14.5	-18.9
2000/80	-14.3	-9.3	-21.2
2500/80	-11.1	1.1	-14.5
3000/70	-8.4	-2.8	-10.6
3500/70	-7.9	-1.5	-10.7
4000/50	-8.7	-0.3	-12.7

Es conveniente indicar que el sistema de post-tratamiento en ambas configuraciones pre-turbo se recubrió con fibra de vidrio a fin de proteger todo el cableado de los distintos sensores de medida de la radiación del sistema.

Asimismo, la mayor tasa de regeneración pasiva en ambas configuraciones pre-turbo repercute en una mayor energía liberada por el proceso de oxidación, lo que reduce la pérdida de temperatura del gas en el monolito.

Otro cambio a destacar entre las configuraciones post- y pre-turbo del sistema de post-tratamiento, por su importancia en el sistema de SCR, es el producido en la temperatura del último punto de la línea de escape, previo al que sería la ubicación del SCR. En el caso de la configuración de referencia, este punto se sitúa aguas abajo del DPF, a una distancia elevada del motor; en el caso de la configuración pre-turbo, éste se encuentra a la salida de la turbina. La figura 6.8(a) muestra la temperatura en estos puntos de la línea de escape en función de la arquitectura y los puntos de operación del motor seleccionados del NEDC. La arquitectura pre-turbo del sistema de post-tratamiento proporciona un incremento de 50°C , un rango relevante de cara a mejorar la eficiencia de conversión de NO_x en el SCR. Sin embargo, en los puntos de operación de media-alta carga sin EGR no se aprecia una tendencia tan clara como en los puntos integrados en el NEDC. Este resultado se debe a diversos factores, tales como diferentes tiempos de residencia y relación de expansión, lo que haría necesario un estudio dedicado exclusivamente a la obtención de conclusiones que avalen totalmente el resultado. Esta labor excede el objetivo de este análisis.

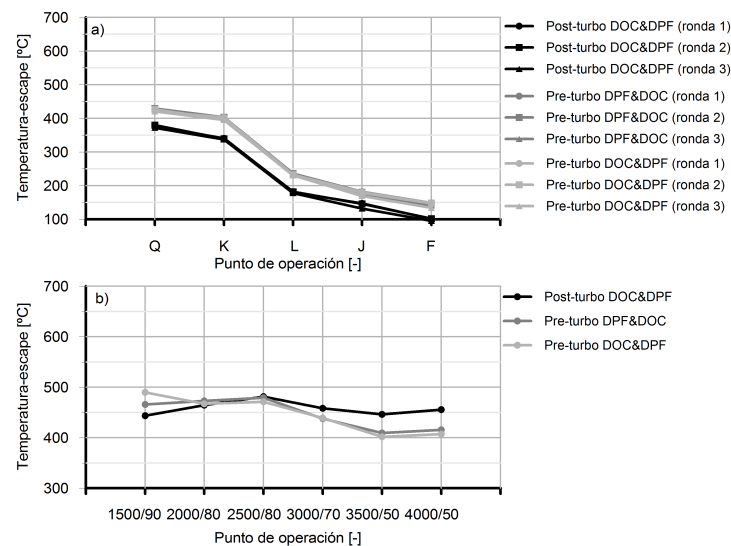


Figura 6.8. Temperatura en el último punto de la línea de escape en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

6.3.1.2. Pérdida de presión

El hecho de ubicar el sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina implica también un cambio en la pérdida de presión generada por estos sistemas. Este fenómeno queda demostrado en la figura 6.9, que representa la pérdida de presión que genera el sistema de post-tratamiento en función de la arquitectura de la línea de escape para todo el rango de puntos de operación estudiados.

Como puede observarse, la pérdida de presión en el post-tratamiento en configuración post-turbo es mayor en todos los casos, independientemente del régimen de giro y grado de carga del motor. Además, tal como se desprende de la figura 6.9(b) la diferencia en términos de pérdida de presión entre ambas configuraciones se incrementa a medida que aumenta el grado de carga y régimen de giro del motor, debido a las mayores temperaturas y flujos máxicos que se dan a la entrada del sistema de post-tratamiento. De este modo, se midieron diferencias superiores a 7000 Pa en el punto de operación a 4000 rpm y 50 % de grado de carga.

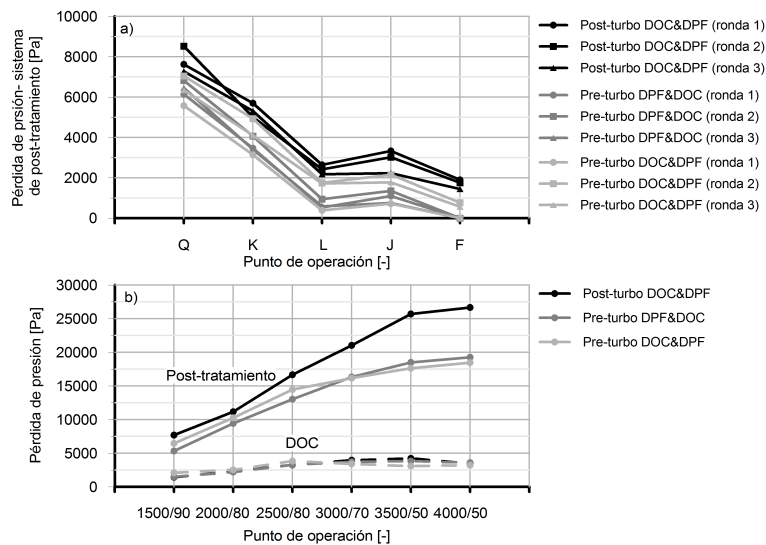


Figura 6.9. Pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

La razón de esta diferencia radica en dos aspectos. Por un lado, el filtro de partículas se encuentra en la configuración post-turbo con más nivel de acumulación de hollín en la mayoría de los casos, tal como se mostrará en el

apartado 6.3.1.3; por otro lado, para el mismo flujo másico de gas en ambas configuraciones, la mayor densidad del gas aguas arriba de la turbina implica menores velocidades a la entrada del sistema de post-tratamiento (como ya se comentó en el Capítulo 5), dado que la sección de entrada es la misma. Como la pérdida de presión en un elemento depende de la densidad del gas y de la velocidad del mismo al cuadrado ($\Delta p \sim \frac{1}{2}\rho u^2$), la pérdida de presión a través del sistema de post-tratamiento resulta menor en la configuración pre-turbo.

De manera adicional, en la figura 6.9(b) se incorpora la pérdida de presión en el DOC para todas las configuraciones evaluadas. Se observa con claridad la reducida contribución del DOC a la pérdida de presión del sistema de post-tratamiento, alcanzando valores entre un 13 % y un 20 % en la configuración de referencia. Sin embargo, en este caso no se observa con claridad una reducción de la pérdida de presión del elemento en configuración pre-turbo. La razón radica en la dificultad para medir con precisión las distintas presiones en un motor, dado que hay reducido espacio para localizar los sensores para medir con elevada precisión. Por lo tanto, a la hora de medir diferencias de presión muy reducidas, como es el caso del DOC, se incrementan las incertidumbres.

6.3.1.3. Regeneración pasiva del DPF

La figura 6.10 muestra, por medio de las barras de color negro, la masa de hollín estimada en el DPF durante cada una de las tandas realizadas para los puntos de bajo grado de carga, y en color gris la masa de hollín pesada al final de cada una de ellas para las tres configuraciones evaluadas. La masa de hollín estimada en el DPF se obtiene por diferencia entre la medida de emisión de partículas proporcionada por el sistema EEPS aguas arriba y aguas abajo del DPF. El resultado de restar los datos de masa estimada durante el ensayo y el peso final representa la masa de hollín regenerada de forma pasiva durante la realización de cada tanda. Como se desprende de la figura 6.10, aunque el nivel estimado de acumulación es prácticamente igual al final de cada tanda para las tres configuraciones estudiadas ($\approx 11 g$), la masa de hollín presente en el DPF al final del ensayo varía de forma notable en cada configuración y tanda.

Con respecto a las diferencias por configuración, se aprecia claramente las condiciones más favorables que han existido para que se dé la regeneración pasiva en las dos configuraciones pre-turbo, tal como se detalla en la tabla 6.8. Mientras que en la configuración de referencia el porcentaje máximo de hollín regenerado de forma pasiva se encuentra alrededor del 25 %, las dos configuraciones pre-turbo analizadas, diferenciadas por la ubicación relativa

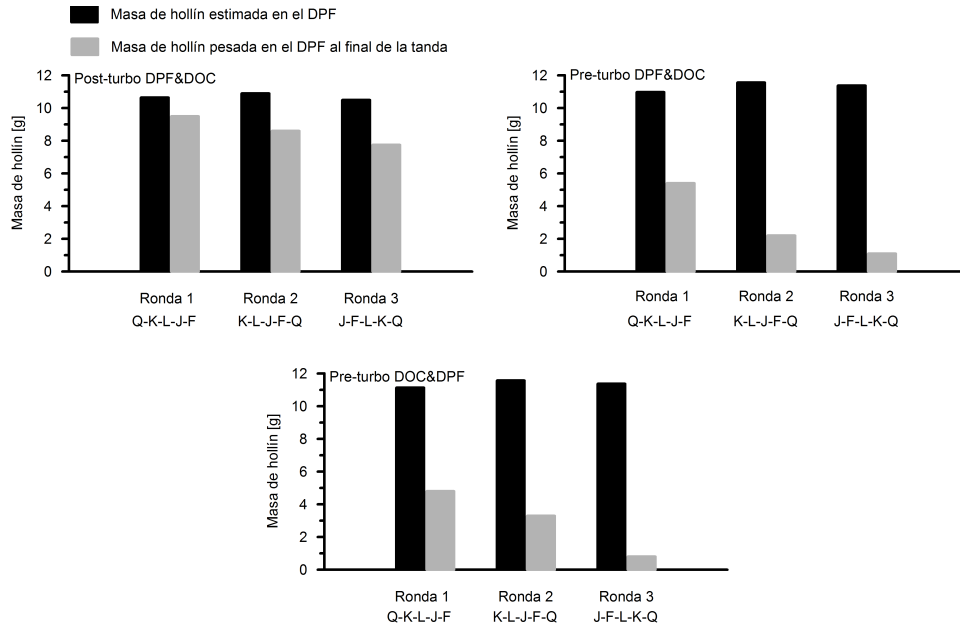


Figura 6.10. Masa de hollín en el DPF estimada durante cada tanda de ensayo y masa pesada al final de cada de ellas en función de la configuración de la línea de escape.

entre DOC y DPF, alcanzan niveles del orden del 90%. Este resultado pone de manifiesto que incluso en grados de carga del motor reducidos, como son los puntos de operación del NEDC, se pueden obtener unas condiciones de bajo nivel de acumulación de hollín en el DPF. Es decir, un vehículo con arquitectura pre-turbo del sistema de post-tratamiento podría reducir de forma muy importante la frecuencia de regeneración activa y/o el uso de catalizadores en el DPF incluso con una conducción mayoritariamente urbana.

Tabla 6.8. Masa de hollín regenerada en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y del orden de ensayo.

Tanda	Post-turbo DOC-DPF [g]	Pre-turbo DPF-DOC [g]	Pre-turbo DOC-DPF [g]
1	1.1 (10.3%)	5.5 (50.1%)	6.3 (56.6%)
2	2.3 (21.1%)	9.3 (80.3%)	8.3 (71.7%)
3	2.7 (25.7%)	10.2 (89.7%)	10.5 (92.3%)

Evaluando las diferencias en capacidad de regeneración pasiva debidas a la disposición relativa del DOC y DPF en configuración pre-turbo, se encuentra que en dos de las tres tandas realizadas la masa de hollín pesada es inferior cuando el DOC se emplaza en primer lugar. Este resultado está justificado por la generación de NO_2 en el DOC, que favorece la oxidación del hollín en el DPF. Sin embargo, aunque repetitivas entre tandas, las diferencias entre las dos arquitecturas pre-turbo están dentro del error de la balanza, lo que dificulta la obtención de conclusiones.

El orden de los diferentes puntos de operación en la tanda es un parámetro también a destacar en el nivel de regeneración pasiva del DPF. De esta forma, en la primera tanda, el punto de mayor emisión de hollín y mayor temperatura de escape (Q) es medido en primer lugar. En principio, las temperaturas de escape que se alcanzan en este punto de operación deberían producir la regeneración pasiva del DPF. Sin embargo, como consecuencia de que el warm-up del motor se realiza en este punto, el transitorio térmico de las paredes del substrato del DPF es largo, ya que se parte de condiciones ambientales. Además, el DPF está inicialmente limpio, por lo que su nivel de acumulación de hollín es muy reducido. Por lo tanto, no se dan condiciones de regeneración adecuadas en gran parte del tiempo de estabilización del motor en este punto de operación, obteniéndose los valores más bajos de regeneración pasiva en todas las configuraciones durante esta tanda.

En las tandas siguientes, el punto Q se encuentra en último lugar, iniciándose la operación en este punto con una temperatura de substrato mucho más alta que en la primera tanda. Ello justifica que sea en las tandas 2 y 3 en las que se obtienen mayores niveles de masa de hollín regenerada. Las diferencias encontradas entre estas tandas se deben a la ubicación del segundo punto de operación de mayor temperatura de escape (K), que se encuentra en primer lugar en la tanda 2, cuando todavía perdura la fase final del warm-up del motor. En cambio, en la tanda 3 los puntos K y Q se encuentran en penúltimo y último lugar, respectivamente, y ya hay un nivel de acumulación de partículas apreciable en el DPF. Ello conduce a que en esta última tanda se obtengan los mayores niveles de regeneración pasiva.

La mayor temperatura de los gases de escape en puntos de operación de carga media-alta aseguran condiciones adecuadas para que se dé la regeneración pasiva y completa del filtro de partículas en la configuración pre-turbo, tal como indica la información mostrada en la tabla 6.9. Tras operar el motor durante 15 minutos en cada uno de los puntos evaluados, ninguna de las medidas en las dos configuraciones pre-turbo fue superior al error de la balanza (1 g). En estos puntos de operación, también es importante destacar

que en la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento sólo se dan regeneraciones completas de forma pasiva hasta el régimen de 3000 rpm.

Tabla 6.9. Masa de hollín acumulada al final del ensayo en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y del punto de operación.

Punto	Post-turbo DOC-DPF [g]	Pre-turbo DPF-DOC [g]	Pre-turbo DOC-DPF [g]
1500/90	0	0	0
2000/80	0	0	0
2500/80	0	0	0
3000/70	0	0	0
3500/70	1.6	0	0
4000/50	4.8	0	0

Por lo tanto, a la vista de los resultados, se puede afirmar que un motor operando de forma continuada alrededor de un 30 % de grado de carga (puntos K y Q) es capaz de alcanzar unas tasas muy elevadas de regeneración pasiva, mientras que a partir del 50 % de carga, dicha regeneración es completa cuando el sistema de post-tratamiento se ubica aguas arriba de la turbina.

6.3.1.4. Eficiencia de filtrado del DPF

Una de las desventajas que presenta un filtro de partículas diésel de flujo de pared cuando se encuentra en condiciones limpias es la menor eficiencia de filtrado. Con el fin de evaluar el efecto de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento sobre la eficiencia de filtrado del DPF, ésta se midió tanto en los puntos de operación de bajo grado de carga, pertenecientes al NEDC (ronda 1), como en los puntos 1500/90, 2000/80 y 2500/80, representativos de alto grado de carga del motor. Dicha eficiencia de filtrado se obtiene a partir de la ecuación 6.1

$$E_f = 100 \left[1 - \left(\frac{c_{sal}}{c_{ent}} \right) \right], \quad (6.1)$$

donde c_{ent} y c_{sal} se corresponden con la concentración media de partículas aguas arriba y aguas abajo del DPF, respectivamente, medida con el espectrómetro.

La figura 6.11(a) muestra la eficiencia de filtrado del DPF en las configuraciones post-turbo y pre-turbo DOC-DPF durante la tanda 1. En dicha figura se pueden observar altos valores de eficiencia de filtrado ($\approx 100\%$), característicos en los filtros de partículas diésel de flujo de pared cuando existe

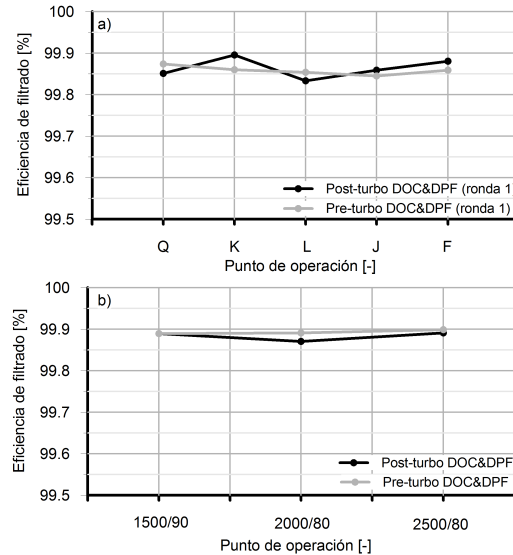


Figura 6.11. Eficiencia de filtrado del DPF en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

una mínima acumulación de hollín en la pared porosa. Como se desprende de la figura 6.11(a), no existe ningún tipo de influencia de la posición del DPF a lo largo de la línea de escape en la capacidad de filtrado del elemento.

En condiciones de operación de grado de carga media-alta del motor, el DPF opera en condiciones prácticamente limpias debido a las altas tasas de regeneración pasiva que se dan tanto en la configuración post- como pre-turbo. Sin embargo, en ambas configuraciones se dan los altos valores de eficiencia de filtrado anteriormente comentados, tal como lo confirma la figura 6.11(b). Por lo tanto, como resultado, se deduce que el DPF opera siempre con un mínimo de acumulación de partículas o cenizas en la pared porosa que aseguran valores elevados de eficiencia de filtrado, descartando por tanto cualquier penalización de la configuración pre-turbo en este aspecto.

6.3.2. Efectos sobre el turbogrupo

Las pérdidas por transmisión de calor en el sistema de post-tratamiento conducen a una reducción de la temperatura a la entrada de la turbina, implicando una reducción de la energía disponible por ésta. Por lo tanto, el valor final de temperatura a la entrada de la turbina en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es función de la temperatura en el colector

de escape y la pérdida de temperatura en el sistema de post-tratamiento. Los gráficos (a) y (b) de la figura 6.12 muestran la temperatura en el colector de escape y a la entrada a la turbina, respectivamente, en las tres configuraciones estudiadas para los puntos de bajo grado de carga del motor. Como puede comprobarse, se observa que no existen diferencias apreciables en la temperatura a la salida de los cilindros entre ambas configuraciones, lo que deriva en unas reducciones máximas de 22°C con respecto a la configuración de referencia post-turbo debido a las variaciones de temperatura en el sistema de post-tratamiento.

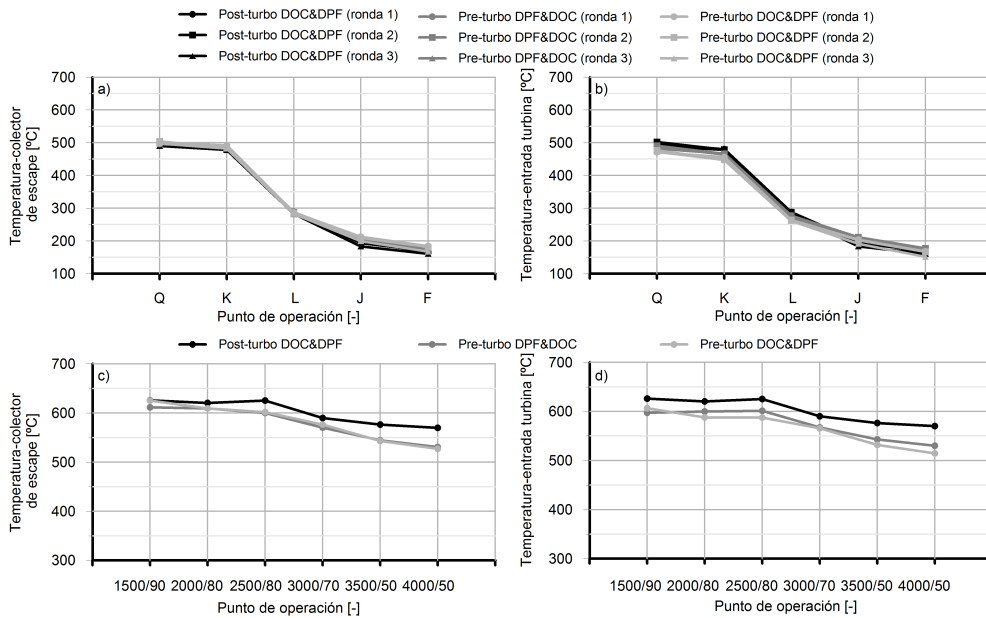


Figura 6.12. Temperatura a la entrada de la turbina en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

Sin embargo, en los puntos de operación de alta carga, la temperatura a la salida de los cilindros (figura 6.12(c)) en la configuración pre-turbo presenta unas reducciones de entre 10°C y 40°C, lo que implica disponer de una penalización de temperatura a la entrada de la turbina de entre 25°C y 55°C tal como muestra la figura (figura 6.12(d)), debido al salto térmico en el sistema de post-tratamiento.

La ubicación previa a la turbina del sistema de post-tratamiento afecta también de manera importante a la dinámica de los pulsos a la entrada de ésta. La figura 6.13 muestra la presión instantánea a la entrada de la turbina en

diferentes condiciones de operación. Los gráficos (a), (b) y (c) se corresponden con los puntos de operación Q, L y F pertenecientes al NEDC, mientras que los gráficos (d), (e) y (f) se corresponden con los puntos de operación de media-alta carga sin EGR 2000/80, 3000/70 y 4000/50. Como puede observarse, ambas configuraciones pre-turbo se caracterizan por operar con sobrealimentación prácticamente a presión constante, debido a que el sistema de post-tratamiento reduce el nivel de pulsación del flujo. Como consecuencia, la turbina no es capaz de aprovechar la energía cinética asociada a los pulsos de presión originados por la descarga de los cilindros.

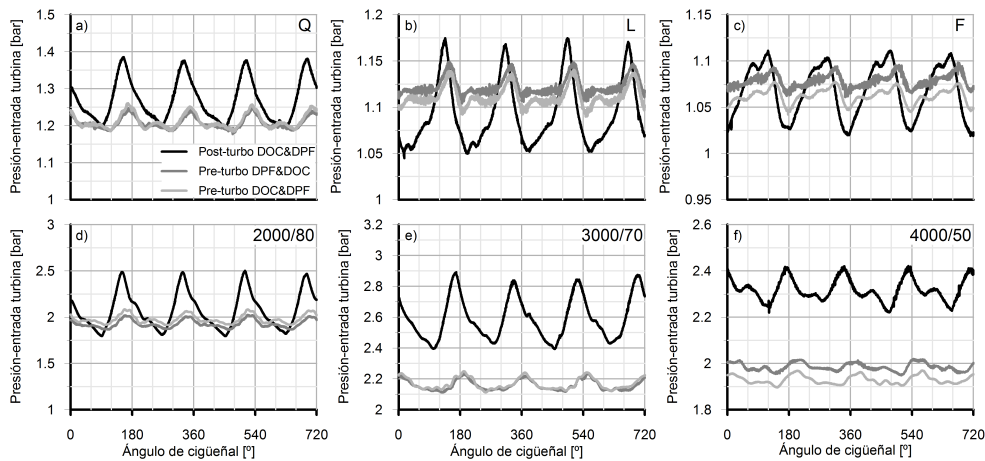


Figura 6.13. Presión instantánea a la entrada de la turbina en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y del punto de operación.

Asimismo, la figura 6.14 muestra la evolución de la presión instantánea a lo largo del sistema de post-tratamiento para las dos configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Las gráficas (a), (b) y (c) pertenecen al punto de operación Q, mientras que las gráficas (d), (e) y (f) al punto de operación de 2000/80. A pesar que la amplitud existente en el primer elemento del sistema de post-tratamiento es cercana a la que se da en el colector de escape con la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, cuando el flujo lo atraviesa se produce su laminación sea cual sea el elemento (DPF o DOC), tal como puede observarse en las gráficas (b) y (e) de la figura 6.14.

Se han mostrado dos factores que afectan negativamente a la sobrealimentación en la configuración pre-turbo, la menor temperatura media a la entrada de la turbina y la pérdida de la energía cinética y térmica asociada a los pulsos de presión. Estos factores se vuelven críticos en la configuración pre-turbo del

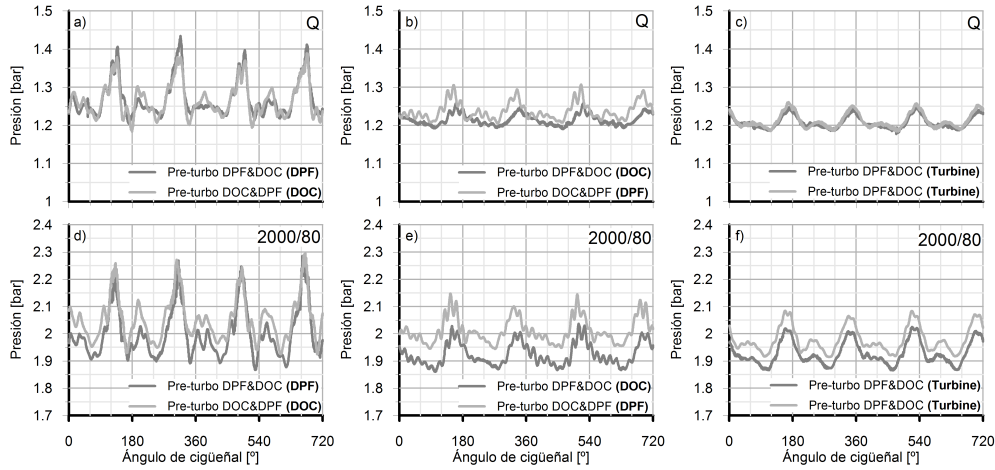


Figura 6.14. Presión instantánea en los distintos elementos del sistema de post-tratamiento cuando se ubican aguas arriba de la turbina.

sistema de post-tratamiento cuando el grado de sobrealimentación del punto de operación considerado es reducido, como ocurre en los puntos de bajo grado de carga pertenecientes al NEDC. Como consecuencia, es necesario imponer grados de cierre superiores de la turbina para alcanzar la presión de admisión de referencia, tal como muestra la figura 6.15(a). Asimismo, las diferencias del grado de apertura entre las configuraciones pre- y post-turbo aumentan con la disminución del grado de carga, confirmando la mayor penalización en dichos puntos de bajo grado de sobrealimentación. La figura 6.15(b) refleja como estos mayores niveles de cierre de la turbina de geometría variable justifican los valores más altos de la presión en el colector de escape que se dan en la mayoría de los puntos considerados, a pesar de la menor pérdida de presión generada por el sistema de post-tratamiento en esta configuración (figura 6.9(a)) y que ésta no está multiplicada por la relación de expansión de la turbina, como sucede en la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, tal como se explicó en el Capítulo 5, apartado 5.3.2.3.

En puntos de operación de elevado grado de carga, se da otro suceso que revierte la situación anterior. La elevada pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento en la configuración post-turbo en estas condiciones de operación conduce a un incremento de la presión a la salida de la turbina. Este fenómeno lleva a una degradación de la expansión en la turbina en comparación con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, que lo hace hasta una presión muy cercana a la atmosférica [8]. Para alcanzar la

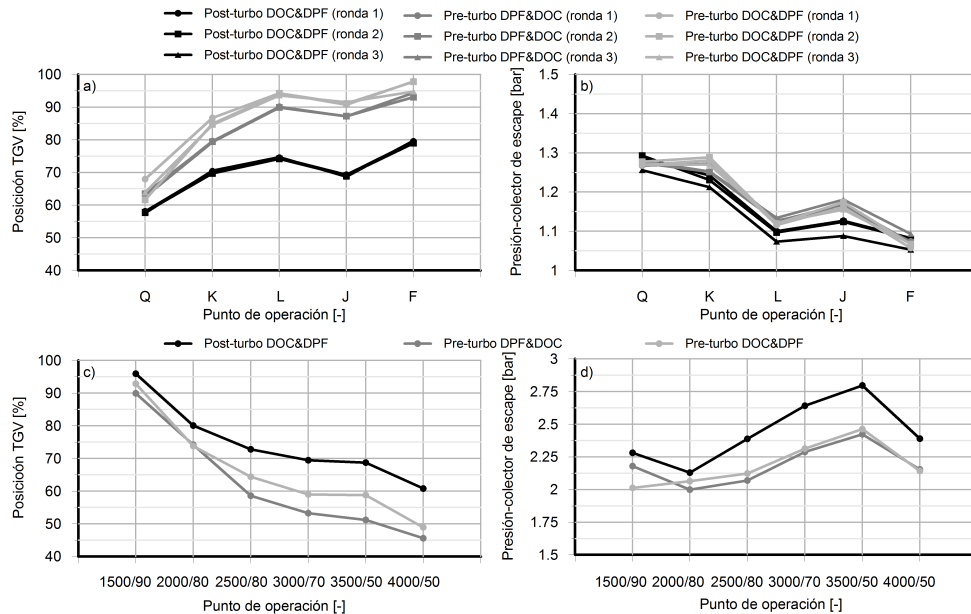


Figura 6.15. Posición de la TGV y presión en el colector de escape en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

presión de admisión objetivo en dicho punto se hacen necesarios cierres más elevados de la turbina en la configuración post-turbo, tal como se muestra en la figura 6.15(c). Al contrario, la configuración pre-turbo del sistema de escape opera con posiciones más abiertas de ésta, lo que redundaría en un mayor rendimiento. Los grados de cierre de la turbina en la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, sumado al hecho de que cualquier pérdida de presión generada aguas abajo de la turbina está afectada por el efecto multiplicativo de la relación de expansión, explican los incrementos tan notables de la presión en el colector de escape mostrados en la figura 6.15(d). Estas diferencias crecen con el aumento del régimen de giro de los puntos sujetos a estudio, alcanzando valores de hasta 360 mbar cuando el motor opera a 3500 rpm con un 70 % de carga.

6.3.3. Efectos sobre las prestaciones

Las figuras 6.16 y 6.17 recogen la variación porcentual del consumo específico (corregido según la norma ISO 1585 [9]) de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento con respecto al caso de ubicación de referencia

post-turbo, en los puntos de operación pertenecientes al NEDC y a los puntos de media-alta carga sin EGR respectivamente.

En el caso de la zona de bajo grado de carga del motor, la mayor contrapresión de escape obtenida por la configuración pre-turbo se traduce en un incremento del consumo específico del motor, que como se observa en la figura 6.16 desciende a medida que aumenta el grado de carga del motor. Este resultado es acorde con lo observado con anterioridad en la figura 6.15(a), que mostraba que en los puntos de menor carga era necesaria una posición más cerrada de la turbina de geometría variable, lo que incrementa la contrapresión del motor y por consiguiente las pérdidas en el lazo de bombeo.

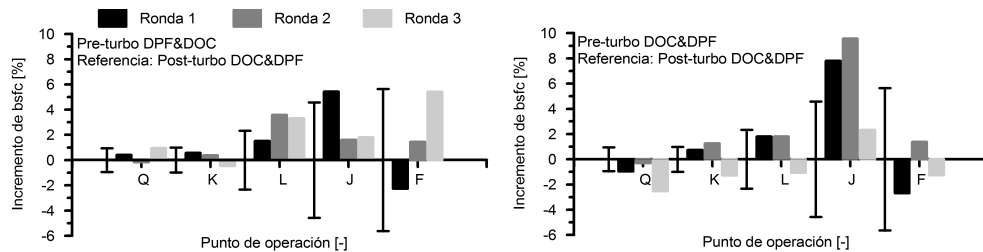


Figura 6.16. Incremento porcentual del consumo específico en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento referenciado a la configuración post-turbo en los puntos seleccionados del NEDC.

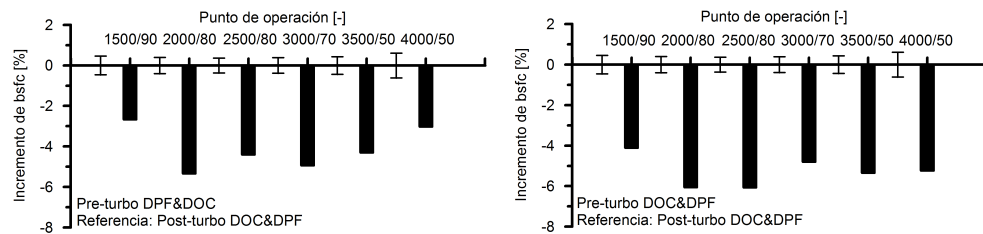


Figura 6.17. Incremento porcentual del consumo específico en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento referenciado a la configuración post-turbo en los puntos de carga media-alta sin EGR.

Sin embargo, la baja carga de la mayoría de los puntos evaluados conduce a una elevada incertidumbre de medida, estando los porcentajes de ahorro o penalización medidos dentro de este rango en la mayoría de los casos, que para el caso considerado viene determinado por la incertidumbre de la balanza gravimétrica y del torquímetro del freno del banco de ensayos. Por lo tanto, no

es posible cuantificar con precisión la penalización en consumo específico que tendría un motor equipado con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento dentro de los puntos que constituyen el ciclo de homologación en condiciones de operación estacionaria.

En condiciones más exigentes del motor, la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento alcanza reducciones de consumo específico entre el 2.6 % y 6 % en función del punto de operación considerado, tal como muestra la figura 6.17. En este caso, debido al mayor grado de carga de los puntos de operación sujetos a estudio, las incertidumbres de la medida son muy reducidas, estando todos los porcentajes de reducción medidos por encima de dicha incertidumbre. La justificación a este resultado tan notable se encuentra en la reducción de las pérdidas por bombeo en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, justificado por la reducción en la presión en el colector de escape (figura 6.15(d)) que esta configuración del sistema de post-tratamiento proporciona.

Este resultado pone de manifiesto el gran potencial que tiene emplazar el sistema de post-tratamiento aguas arriba de la turbina en condiciones de operación estacionaria en todo el rango de régimen del motor, pero especialmente cuando éste alcanza valores de media y alta carga.

6.3.4. Efectos sobre las emisiones contaminantes

La figura 6.18 muestra las emisiones contaminantes del motor en los puntos pertenecientes al NEDC, en función de la configuración del sistema de post-tratamiento y la tanda considerada.

La repetitividad en la medida de opacidad de los gases de escape (figura 6.18(a)) entre ambas arquitecturas corrobora el resultado aportado por la eficiencia de filtrado, calculada a partir de la medida de concentración de partículas y mostrada en la figura 6.11. Si bien se aprecia una ligera reducción de la opacidad de los gases de escape en las dos configuraciones pre-turbo y en los puntos de mayor carga (K y Q), los valores tan bajos de opacidad (menores al 1.5 %) no permiten obtener conclusiones más allá de confirmar que la arquitectura pre-turbo del filtro de partículas no afecta a la eficiencia de filtrado.

Dado que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de alcanzar las tasas de EGR requeridas en los puntos evaluados, la emisión de óxidos de nitrógeno es similar en ambas configuraciones, como se observa en la figura 6.18(b). Las posibles diferencias entre configuraciones están dentro

de la dispersión de la medida para las distintas tandas pertenecientes a una misma configuración.

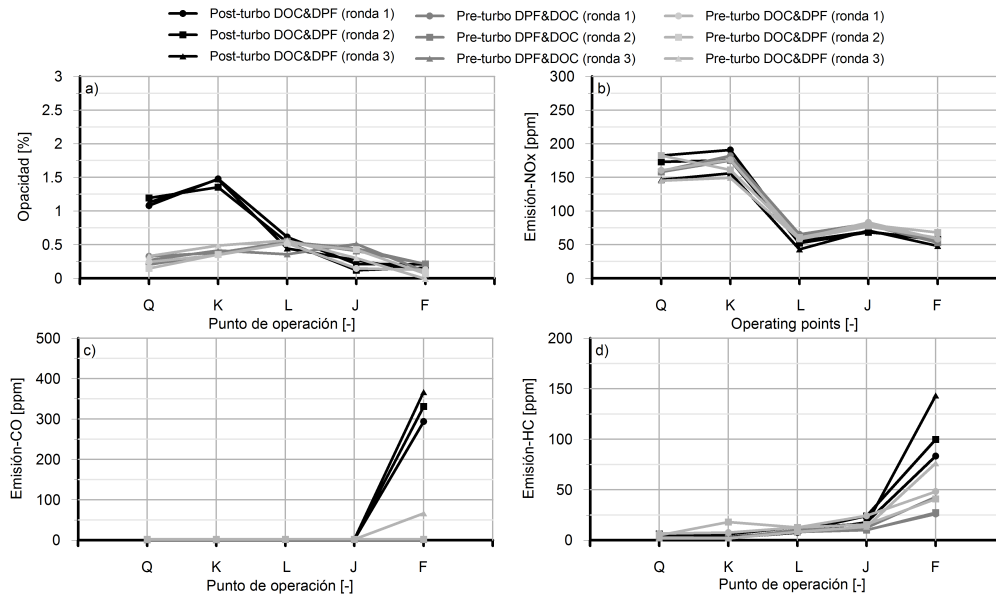


Figura 6.18. Emisiones contaminantes en función de la configuración de la línea de escape y del punto de operación.

Previamente, se mostró la ganancia general en temperatura a la entrada del catalizador de oxidación en las configuraciones pre-turbo (figura 6.7(b)). Esta diferencia se vuelve crítica en términos de eficiencia de conversión de CO y HC en los puntos de bajo grado de carga, ya que valores de temperatura de entrada por debajo de los 180°C suponen niveles de conversión muy reducidos. La figura 6.18 muestra en los gráficos (c) y (d) reducciones muy importantes en la concentración de CO y HC emitidos por el punto F en las configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento. La ubicación propuesta para el sistema de post-tratamiento garantiza que el DOC opere por encima de la temperatura de activación incluso en condiciones de muy bajo grado de carga.

Asimismo, se puede concluir que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de alcanzar altos niveles de conversión con menos superficie catalítica que la arquitectura de post-tratamiento de referencia. Esto se debe a que, como se indicó en el apartado 6.2.2, el pre-catalizador de oxidación con el que cuenta el motor en su configuración adicional fue suprimido en el estudio de la ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

6.4. Análisis en condiciones de operación transitoria

6.4.1. Ciclo de homologación NEDC

Resulta interesante realizar la evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento durante el ciclo europeo de homologación de vehículos ligeros. La figura 6.19(a) muestra la posición del pedal necesaria para que el motor realice el ciclo NEDC con cada una de las arquitecturas de la línea de escape estudiadas. Como puede observarse, a pesar de las condiciones frías de partida ($T_{refrigerante}, T_{aceite} \approx 25^{\circ}C$) el motor con configuración pre-turbo es capaz de realizar el ciclo, aunque es necesario un requerimiento superior del pedal en la última rampa de aceleración. Este valor repercute en el consumo global del motor, penalizando sólo en el último tramo a ambas configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento tal como se muestra en la figura 6.19(b).

Otro parámetro que influye sobre el consumo de combustible es el incremento de las pérdidas por bombeo en el tramo extraurbano (del segundo 800 en adelante) definidas por la diferencia entre las presiones de los colectores de escape y admisión, mostrada en la figura 6.19(c). La razón de este incremento radica en las posiciones de cierre más elevadas de la turbina de geometría variable que se han tenido que establecer en ambas configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento. De esta forma, el motor es capaz de alcanzar la consigna de aire (figura 6.19(d)) sin necesidad de establecer posiciones más cerradas de la válvula de EGR que puedan reducir notablemente las tasas de EGR y por consiguiente la emisión de NOx durante el NEDC.

Es necesario destacar que en este estudio no se ha llevado a cabo una optimización del control para las arquitecturas pre-turbo del sistema de post-tratamiento, por lo que no se puede descartar que modificando parámetros relativos a la inyección o uso de otras estrategias de sobrealimentación se mejoren las prestaciones del motor en cuanto a consumo específico se refiere. Esta optimización es una tarea que se encuentra fuera de los propósitos de este trabajo, la cual quedaría pospuesta para un futuro desarrollo del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

En condiciones de operación estacionaria se pudo ver el notable incremento de la temperatura a la entrada del sistema de post-tratamiento cuando éste se localizaba aguas arriba de la turbina. El mismo resultado se confirma durante el ciclo de homologación, tal como se muestra en la figura 6.20. Dicha figura incluye en sus gráficos (a) y (b) las evoluciones de las temperaturas de

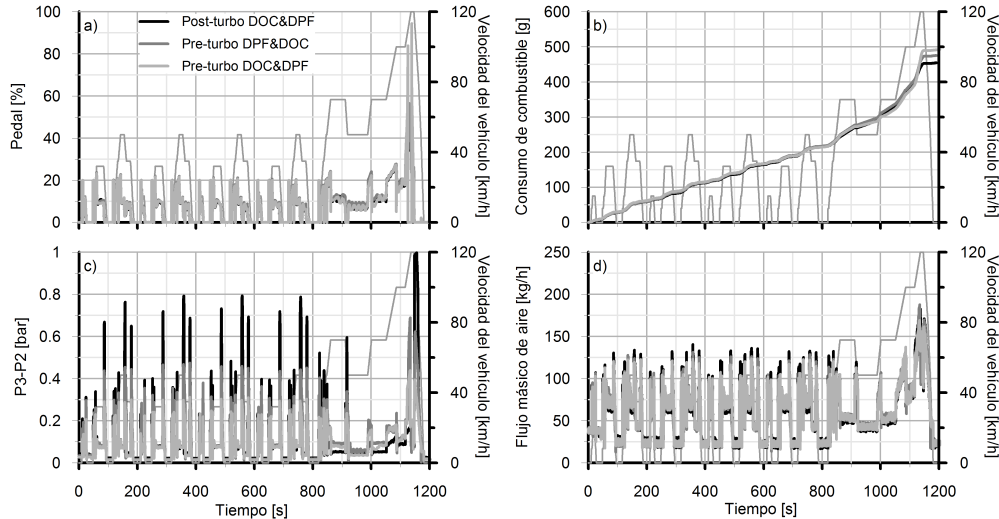


Figura 6.19. Respuesta del motor ante el ciclo NEDC en función de la configuración del sistema de post-tratamiento.

entrada al DPF y DOC durante el NEDC, respectivamente. Las diferencias en la evolución de la temperatura entre ambas configuraciones pre-turbo radica en la localización respectiva de cada elemento, viéndose influenciada por la inercia térmica del sistema que le precede. La diferencia de temperatura a la entrada del filtro de partículas entre las configuraciones pre- y post-turbo es notable (figura 6.20(a)), alcanzando valores de hasta 200°C en el último tramo del EUDC. Este hecho asegura unas condiciones más favorables para que se dé la regeneración pasiva del filtro.

La temperatura de entrada al DOC (figura 6.20(b)) juega un papel de capital importancia en la activación del catalizador y por lo tanto, sobre la emisión de CO y HC. A la vista de este hecho, la configuración pre-turbo DOC-DPF permite alcanzar los mayores niveles térmicos a la entrada del DOC, favoreciendo que su activación se alcance en un menor periodo de tiempo.

Sin embargo, la temperatura a la entrada de la turbina, mostrada en la figura 6.20(c), se ve afectada por la alta inercia térmica del sistema de post-tratamiento en la configuración pre-turbo. Cuando el grado de carga del motor aumenta en el tramo final del ciclo de homologación, este efecto se vuelve notable, con reducciones de hasta 190°C al comienzo de la última rampa de aceleración con respecto a la configuración post-turbo del sistema de post-

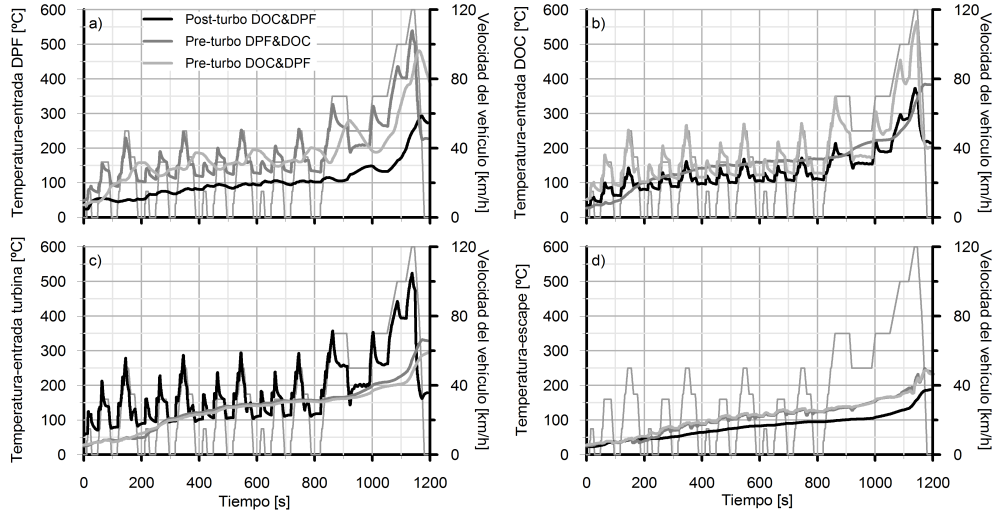


Figura 6.20. Evolución de las temperaturas durante el NEDC a lo largo de la línea de escape en función de la configuración del sistema de post-tratamiento: (a) entrada al DPF, (b) entrada al DOC, (c) entrada a la turbina y (d) escape.

tratamiento. Este fenómeno justifica la necesidad de incrementar la posición del pedal y cerrar la TGV, tal como se mostró anteriormente en la figura 6.19.

Otro parámetro cuyo análisis es especialmente relevante es la temperatura del último elemento de la línea de escape en cada configuración, ya que es importante en el caso que el motor incluyera un sistema de reducción de NO_x (SCR). Tal como se comentó en el apartado 6.3, en el caso de la referencia este punto se sitúa aguas abajo del DPF mientras que, en el caso de las configuraciones pre-turbo, éste se localiza a la salida de la turbina. Por debajo de los 180°C , el NH_4 puede reaccionar con el NO_2 para formar el no deseable NH_4NO_3 [10], por lo que se evita el uso de este sistema por debajo de esa temperatura. En este contexto, la configuración pre-turbo ofrece mayores temperaturas durante todo el ciclo (figura 6.20(d)), lo que resultaría en una reducción de las estrategias para reducir el light-off del SCR que se traducen en un aumento del consumo [11].

La figura 6.21 muestra la emisión acumulada de los contaminantes regulados durante el NEDC para las tres configuraciones del sistema de post-tratamiento evaluadas. El mayor nivel térmico a la entrada del DOC en la configuración pre-turbo da lugar a que su tiempo de activación sea menor. Este tiempo se reduce alrededor de 350 s. para el CO y de 440 s. para el HC, tal como se observa en los gráficos (a) y (b) de la figura 6.21. Asimismo, se ob-

serva que la presencia en primer lugar del DOC en la configuración pre-turbo DOC-DPF ofrece una ventaja en términos de tiempo de activación respecto a su homóloga DPF-DOC. Se observa que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento proporciona una reducción de CO y HC de alrededor del 16 %, a pesar de disponer de una menor superficie catalítica. Si bien es cierto que los actuales sustratos de los catalizadores de oxidación permiten unos tiempos de activación iguales o menores que los experimentados en la configuración pre-turbo, la nueva disposición podría llevar a una reducción de costes relativos al menor tamaño del sistema o a la menor necesidad de material catalítico.

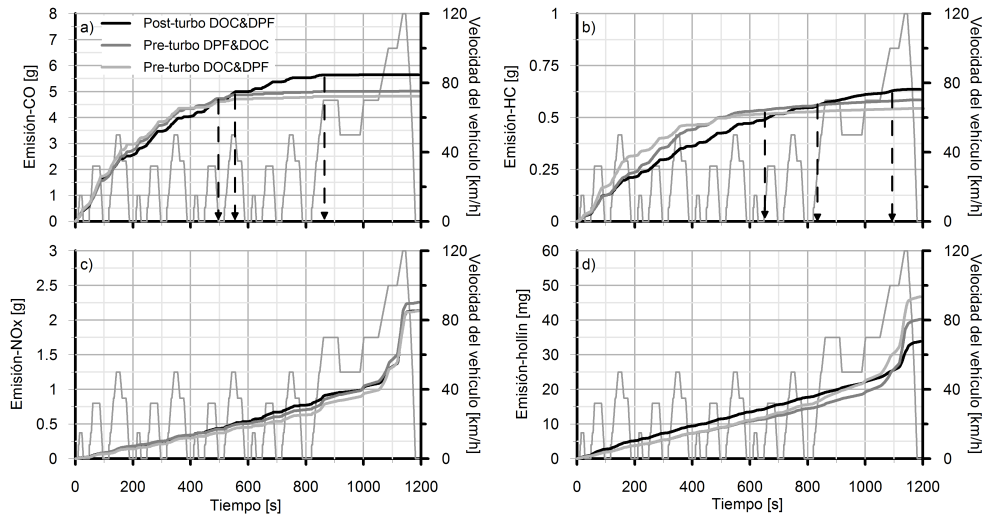


Figura 6.21. Evolución de la emisión de contaminantes durante el NEDC en función de la configuración del sistema de post-tratamiento: (a) CO, (b) HC, (c) NOx y (d) hollín.

En cuanto a la emisión de NOx durante el ciclo, dado que no hay cambios en el sistema de EGR y se ha actuado sobre la TGV para alcanzar la consigna de aire sin afectar a la apertura de la válvula de EGR, la emisión de NOx no se ve afectada por los cambios de arquitectura del sistema de post-tratamiento tal como lo demuestra la figura 6.21(c). Sin embargo, la emisión de partículas sí se ve afectada en el último tramo del NEDC, incrementándose en el caso de las dos configuraciones pre-turbo. Esto se debe a la necesidad de incrementar la posición del pedal para superar la zona más exigente del ciclo. Sin embargo, este incremento es reducido, y la emisión total de hollín en ambas configuraciones pre-turbo se encuentra por debajo del límite regulado por la normativa

Euro 4 (25 mg/km que conduce a una emisión global de 275.175 mg) e incluso de la inminente Euro 6.

A fin de evaluar con mayor precisión el efecto de la configuración propuesta sobre las prestaciones del motor, se realizaron 25 ciclos NEDC de forma consecutiva. Ello permite reducir el error del resultado y por lo tanto conduce a una comparación más precisa. Los resultados de consumo global de combustible y de emisión de CO_2 , a lo largo de los 25 ciclos en la configuración de referencia y en la pre-turbo DOC-DPF, se muestran en la figura 6.22. Atendiendo a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, el consumo de combustible y la emisión de CO_2 , tras realizar la totalidad del ensayo es de 10.825 kg y de 39.438 kg, respectivamente. Por el contrario, la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento consume una masa de combustible de 11.167 kg y presenta una emisión de 40.325 kg. Los resultados indican que se produce una penalización del 3% en consumo de combustible en la configuración pre-turbo. Este resultado, esta vez en operación transitoria, confirma el apunte realizado en condiciones de operación estacionaria acerca de la penalización de la configuración pre-turbo a grados de carga baja del motor. La medida global de emisión de CO_2 reafirma la medida de consumo de combustible, obteniéndose una emisión acumulada superior del 2.2% en la configuración pre-turbo.

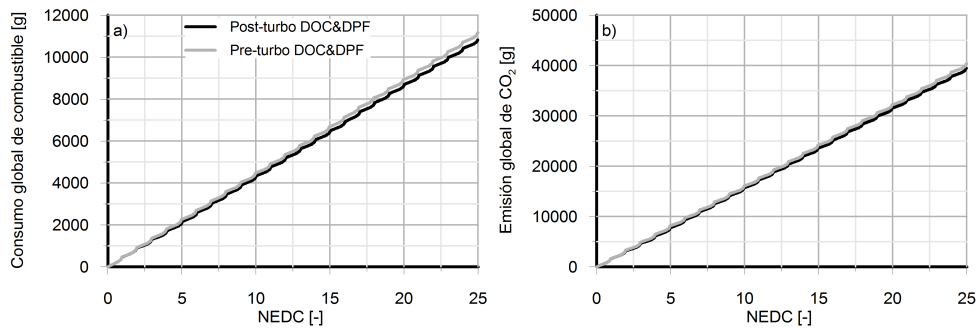


Figura 6.22. Consumo de combustible y emisión de CO_2 durante la realización de 25 NEDCs.

Este resultado demuestra que, aunque la realización de la mayoría de ciclos se realizan en condiciones de operación calientes de las paredes del motor ($T_{refrigerante} \approx 85^\circ C$), la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento sigue necesitando consumir más combustible para realizar el ciclo de homologación. La figura 6.23 muestra la evolución del accionamiento del pedal y de la temperatura de entrada a la turbina en los ciclos 12 y 25 para

ambas configuraciones, siendo los gráficos (a) y (b) referentes a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento y los (c) y (d) a la pre-turbo. A pesar que los monolitos del sistema de post-tratamiento poseen un nivel superior de temperatura que en las condiciones de partida del NEDC frío, la alta inercia térmica de este sistema supone disponer de una temperatura de entrada a la turbina notablemente más baja que en el caso de la referencia en los tramos extraurbanos del NEDC (figura 6.23(d)). Como resultado, se hace necesario seguir incrementando la posición del pedal en la última rampa de aceleración del ciclo, tal como muestra la figura 6.23(c).

De la misma manera, el efecto de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento provoca un efecto positivo durante el ciclo interurbano, calentando los gases de escape y disponiendo en muchas zonas de operación de una temperatura de entrada de la turbina superior a la disponible en la configuración de referencia. Sin embargo, el bajo nivel de exigencia del motor durante esta zona de operación descarta una posible mejora en el consumo específico en la configuración pre-turbo.

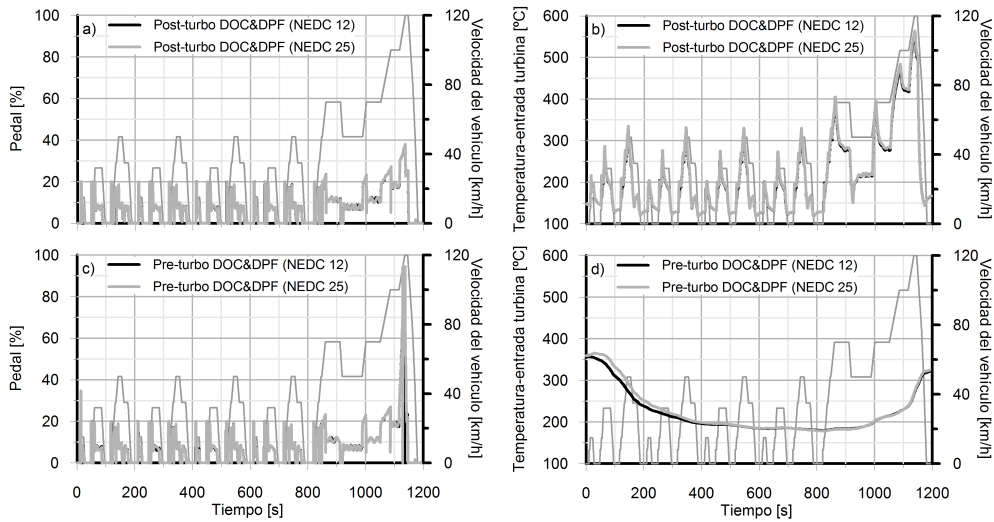


Figura 6.23. Posición del pedal y temperatura de entrada a la turbina durante los ciclos 12 y 25 en función de la configuración del sistema de post-tratamiento.

El presente ensayo permite evaluar la capacidad de regeneración pasiva del DPF con la configuración pre-turbo en unas condiciones de operación del motor mayoritariamente urbanas. Asimismo, las cantidades de hollín acumuladas en el DPF alcanzan unos niveles que aseguran una medida precisa. La figura 6.24 muestra el hollín estimado en el DPF durante los 25 NEDCs en ambas

configuraciones. También se incluyen las dos medidas de peso realizadas al finalizar el ciclo 16 y el 25, siendo por tanto la diferencia entre el hollín estimado y pesado la masa de hollín regenerada de forma pasiva durante el ensayo.

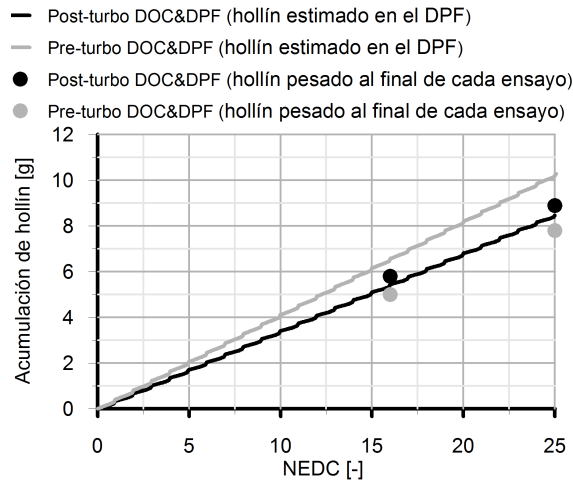


Figura 6.24. Masa de hollín estimada en el DPF durante el ensayo y masa pesada al final de cada ensayo.

En primer lugar, han de destacarse las diferencias de hollín estimado en el DPF entre ambas configuraciones. La respuesta a la mayor emisión de hollín con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento radica en la necesidad de incrementar el accionamiento del pedal en el tramo final, con lo que el dosado se incrementa de forma notoria. Sin embargo, a pesar de la mayor cantidad atrapada de hollín en el DPF, las dos medidas de peso realizadas revelan una menor cantidad de hollín remanente en el DPF en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

Centrando la atención en la diferencia entre el hollín emitido y pesado, los datos revelan una nula regeneración pasiva del DPF en configuración post-turbo, debido a las reducidas temperaturas en la línea de escape. Por el contrario, tras la realización del ensayo con configuración pre-turbo, el porcentaje de hollín regenerado de forma pasiva alcanza el 24 % del hollín acumulado. Si bien este resultado demuestra que un DPF en configuración pre-turbo alcanza unas tasas de regeneración pasiva notables en un ciclo de dinámica reducida como es el NEDC, tras el ensayo no se ha alcanzado una situación de equilibrio que mantenga estable la masa de hollín debido a que la masa atrapada es reducida.

Este resultado también permite realizar otro apunte desde el punto de vista de la estrategia de regeneración activa. El menor nivel de hollín presente en el monolito en la configuración pre-turbo permite alargar el periodo entre eventos de regeneración activa. Para cuantificar la importancia de este hecho, ya que es necesario extrapolar los resultados obtenidos del ensayo, han de tomarse una serie de consideraciones:

- Se asume que la regeneración activa se realiza a 8 g/l (19.2 g).
- No se incrementa el consumo global del motor en ninguna configuración debido al aumento de la contrapresión, de modo que en los NEDCs extrapolados el consumo de combustible se mantiene constante.
- El aumento del hollín presente en el monolito del DPF se realiza de forma lineal con la misma pendiente obtenida de los 25 ciclos.
- El incremento del consumo de combustible durante una regeneración activa realizando un NEDC se establece en un 50 %, dato obtenido de la literatura [12], sin hacer distinción entre configuraciones, y la duración igual a la de un NEDC.

Extrapolando los datos experimentales, el motor con configuración post-turbo necesita realizar 54 ciclos para alcanzar el nivel de hollín de 8 g/l, dando comienzo la regeneración activa. Por el contrario, con el sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo, es necesario realizar 62 ciclos, es decir, que el motor realizaría 8 ciclos adicionales antes de alcanzar el umbral de regeneración activa.

La tabla 6.10 incluye el consumo de combustible de cada una de las configuraciones durante un NEDC, siendo 433 g y 446 g para el caso de la configuración post- y pre-turbo, respectivamente. Por lo tanto, el consumo extra necesario para realizar el proceso de regeneración (50 % de todo el NEDC) será respectivamente 216.5 g y 223 g. Este consumo se debe promediar entre el número de ciclos NEDC necesarios para alcanzar el nivel de hollín en el que dé comienzo el evento de regeneración activa, resultando una penalización de 0.92 % y 0.8 % en el caso de las configuraciones post- y pre-turbo del sistema de post-tratamiento respectivamente, tal como se describe en la tabla 6.10. En definitiva, en el lado de la seguridad, un motor con configuración pre-turbo proporciona una ventaja en términos de impacto de la regeneración activa sobre el consumo del motor, pero que es despreciable a la hora de influir sobre la penalización de combustible con respecto a la configuración de referencia post-turbo.

Tabla 6.10. Impacto de la regeneración activa en el consumo en función de la configuración del sistema de post-tratamiento.

	Post-turbo	Pre-turbo
Consumo por ciclo (en caliente) [g]	433	446
Consumo por regeneración activa (+50%) [g]	216.5	223
Consumo por regeneración activa promediado [%]	0.92	0.8

6.4.2. Transitorio de carga a régimen de giro constante

6.4.2.1. Baja temperatura inicial de pared

Tal como se ha descrito en el apartado 6.2, el ensayo propuesto en condiciones de baja temperatura de pared consiste en llevar al motor desde su estabilización en arrastre al grado de carga objetivo a régimen de giro constante en 0.2 s. Este proceso queda definido por el perfil de la posición del pedal en el transitorio al régimen de giro de 2000 rpm, representado en la figura 6.25(a).

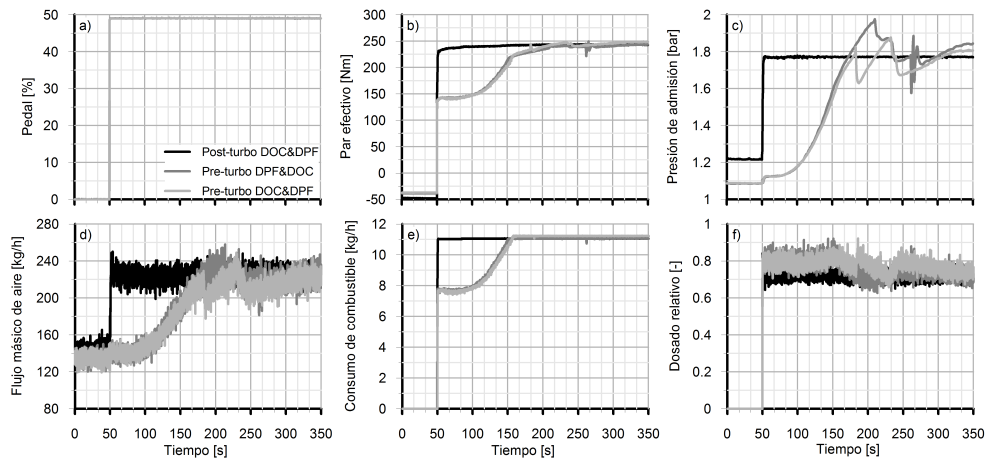


Figura 6.25. Respuesta del motor en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de arrastre a 80% de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

En estas condiciones, la respuesta dinámica del motor ante este transitorio viene determinada por la evolución del par efectivo, mostrado en la figura 6.25(b). Puede observarse una respuesta instantánea con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento que cubre sólo el 70% del valor

obtenido con la configuración de referencia. Asimismo, la respuesta en ambas configuraciones pre-turbo presenta un retraso de 165 s en alcanzar el valor objetivo.

Este retraso viene impuesto por la lenta evolución de la presión de admisión (figura 6.25(c)), resultante a su vez del efecto de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento cuando se ubica previamente al turbogrupo, unido al hecho que se trata de un motor con una sola etapa de sobrealimentación. Este hecho es importante a la hora de establecer una comparación con los resultados obtenidos mediante modelado en el Capítulo 5. El aire admitido por el motor se incrementa muy lentamente durante el transitorio, lo que limita la inyección del combustible necesario para alcanzar el grado de carga objetivo, tal como se puede observar en los gráficos (d) y (e) de la figura 6.25. Esta respuesta está relacionada con el limitador de humos, que determina el dosado relativo máximo al que se puede operar y que se representa en la figura 6.25(f).

La figura 6.26 representa las condiciones de operación de la turbina. En el gráfico (a), que representa el régimen de giro del turbogrupo, se confirma la lenta respuesta del mismo cuando éste se sitúa aguas abajo del sistema de post-tratamiento. Debido a este efecto, la turbina de geometría variable permanece cerrada hasta alcanzar la presión de admisión objetivo, tal como se puede observar en la figura 6.26(b). El efecto que tiene la inercia térmica del sistema de post-tratamiento sobre la evolución de la energía disponible por la turbina durante el transitorio queda patente en la evolución de la temperatura a la entrada de la turbina, mostrada en la figura 6.26(c). Puede observarse que no se alcanza el valor de temperatura objetivo hasta 300 segundos después del inicio del transitorio.

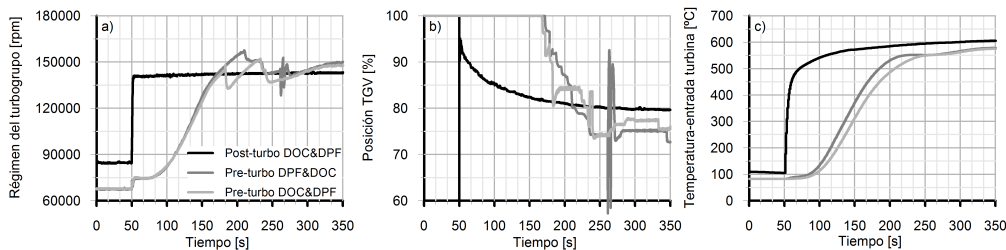


Figura 6.26. Comportamiento del turbogrupo en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de arrastre a 80 % de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

La figura 6.27 muestra el transitorio de carga análogo al régimen de giro de 1500 rpm. El grado de carga del motor varía de arrastre al 90 %. La menor

potencia térmica debida al menor flujo másico que trasiega el sistema de post-tratamiento a este régimen de giro resulta en una penalización aún mayor del transitorio térmico, y por consiguiente del motor. En este caso, el retraso de ambas configuraciones pre-turbo alcanza el valor de 300 s, 1.8 veces superior al presentado en el anterior transitorio a 2000 rpm.

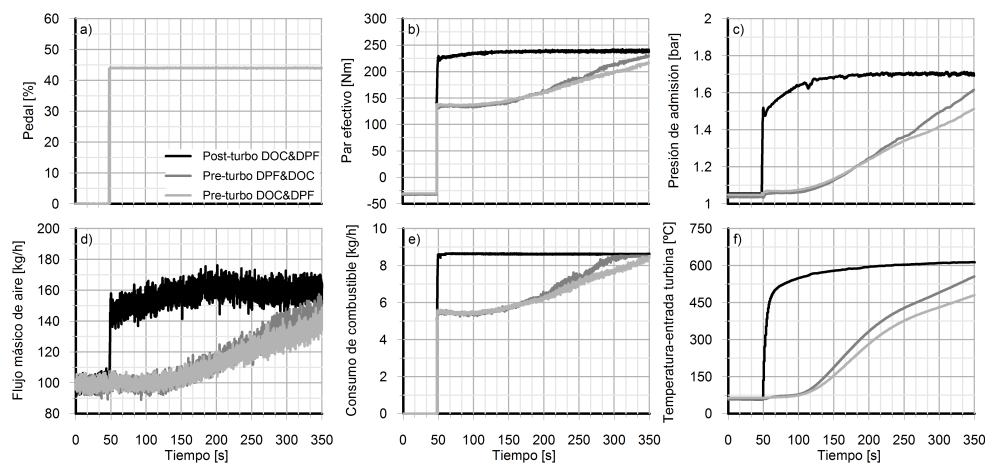


Figura 6.27. Comportamiento del turbogrupo en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de arrastre a 90 % de grado de carga a 1500 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

Las dos configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento estudiadas no ofrecen exactamente la misma respuesta térmica ante el transitorio. Dicha diferencia queda patente en la evolución de la temperatura de entrada a la turbina, mostrada en las figuras 6.26(c) y 6.27(f) para los ensayos a 2000 rpm y 1500 rpm respectivamente. La diferencia radica en el orden relativo de los elementos en el sistema de post-tratamiento. Para facilitar la explicación, en la figura 6.28 se muestra la evolución de las temperaturas del gas a lo largo del sistema de post-tratamiento para ambas configuraciones pre-turbo durante el transitorio de carga definido por el régimen de giro de 1500 rpm. Los números de cada serie hacen referencia a la temperatura de entrada a cada elemento del colector de escape:

- Configuración pre-turbo DPF-DOC: (1) DPF - (2) DOC - (3) Turbina.
- Configuración pre-turbo DOC-DPF: (1) DOC - (2) DPF - (3) Turbina.

Como puede comprobarse, hasta el segundo 200, la temperatura en el primer elemento es prácticamente la misma en ambas configuraciones. Sin embar-

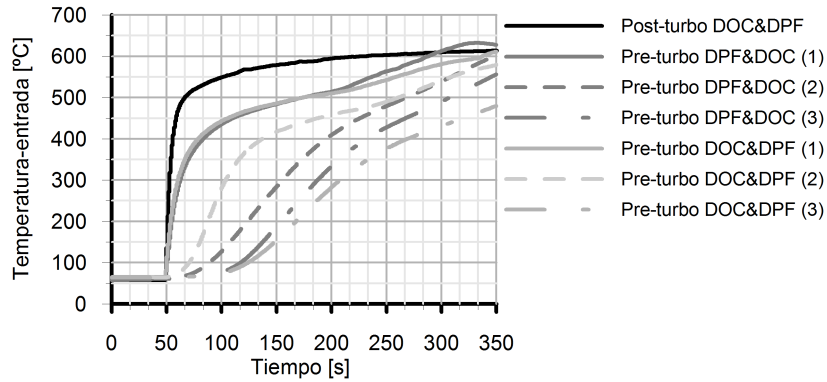


Figura 6.28. Evolución de la temperatura a lo largo del sistema de post-tratamiento en función de la configuración pre-turbo ante un transitorio de carga de arrastre a 90 % de grado de carga a 1500 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

go, la menor inercia térmica del DOC resulta en una evolución de la temperatura a la salida del primer elemento notablemente más rápida en la configuración pre-turbo DOC&DPF. No obstante, tras el segundo elemento se da el comportamiento opuesto, ya que el elemento de mayor inercia térmica (DPF) ha comenzado posteriormente su propio transitorio térmico, afectando en mayor medida a la dinámica posterior de la temperatura de entrada a la turbina. Esta evolución más lenta de la temperatura de entrada a la turbina se traduce en un mayor retraso en la respuesta global del motor en comparación con la otra configuración pre-turbo (DPF&DOC). Asimismo, este resultado pone de manifiesto la nula influencia en la temperatura que pudiera tener la energía liberada de las reacciones de oxidación de los CO y HC, y que pudiera acelerar el transitorio térmico del DPF situado a continuación. Este fenómeno ya fue apuntado con anterioridad por Subramaniam *et.al* aplicando herramientas de modelado [13].

El transitorio de carga evaluado es el más exigente al que puede verse sometido el motor, debido a las condiciones iniciales de partida definidas por un proceso de arrastre. Sin embargo, no es usual que se produzca durante la operación habitual del motor. Por este motivo, se ha incluido en el análisis una variación en las condiciones de partida estableciéndolas en 1 bar de pme (5 % de grado de carga a 2000 rpm), situación más representativa para un transitorio de carga. Los resultados experimentales de dicho transitorio a régimen de giro del motor constante e igual a 2000 rpm se muestran en la figura 6.29, que representa la respuesta de la configuración pre-turbo DOC&DPF y la

configuración DPF&DOC optimizada acorde a la descripción de la patente descrita en [5].

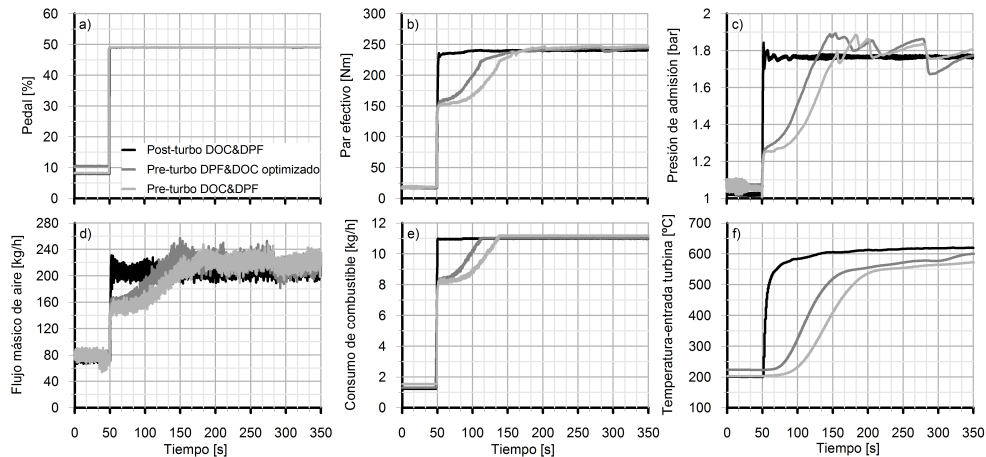


Figura 6.29. Respuesta del motor en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de 5 % a 80 % de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

Debido a la menor variación en grado de carga que el motor debe afrontar y a las condiciones de mayor temperatura de pared de la línea de escape, la respuesta de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es sensiblemente más rápida. Se alcanza el par objetivo con 50 s. de adelanto con respecto al caso de la aceleración desde arrastre al 80 % de carga. Asimismo, es necesario realizar un apunte sobre la respuesta de la nueva configuración DPF&DOC evaluada. El diseño más compacto del DPF y del DOC resulta en una menor inercia térmica, tal como lo demuestra el incremento más rápido de la temperatura a la entrada de la turbina mostrado en la figura 6.29(f). Este hecho se traduce en una respuesta más rápida del turbogrupo, que lleva a una dinámica análoga en la evolución de la presión de admisión (figura 6.29(c)) y flujo másico de aire (figura 6.29(d)) en los primeros 100 segundos del transitorio con respecto a la configuración pre-turbo sin optimizar. El mayor flujo másico de aire permite una mayor masa de combustible inyectada (figura 6.29(e)), traduciéndose en una respuesta dinámica más rápida del motor representada por el par efectivo del motor en la figura 6.29(b).

En el Capítulo 5 se mostró un estudio en el cual se actuaba sobre el limitador de humos con el fin de poder inyectar desde el comienzo del transitorio el combustible objetivo. De esta forma, se superaba el retraso en la inyección del combustible objetivo debido al déficit de flujo másico de aire de la confi-

guración pre-turbo del sistema de post-tratamiento en los primeros segundos del transitorio. Así, el motor equipado con un sistema de sobrealimentación en doble etapa era capaz de alcanzar el par objetivo sin ningún retraso respecto a la configuración de referencia. Siguiendo la misma filosofía, se ha actuado sobre el limitador de humos en ambas configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento en el motor ensayado. En la figura 6.30 se muestra la respuesta del motor con cada una de las configuraciones pre-turbo (DOC-DPF y DPF-DOC optimizada) ante el transitorio de carga de 5 % a 80 % en grado de carga al régimen de giro constante de 2000 rpm.

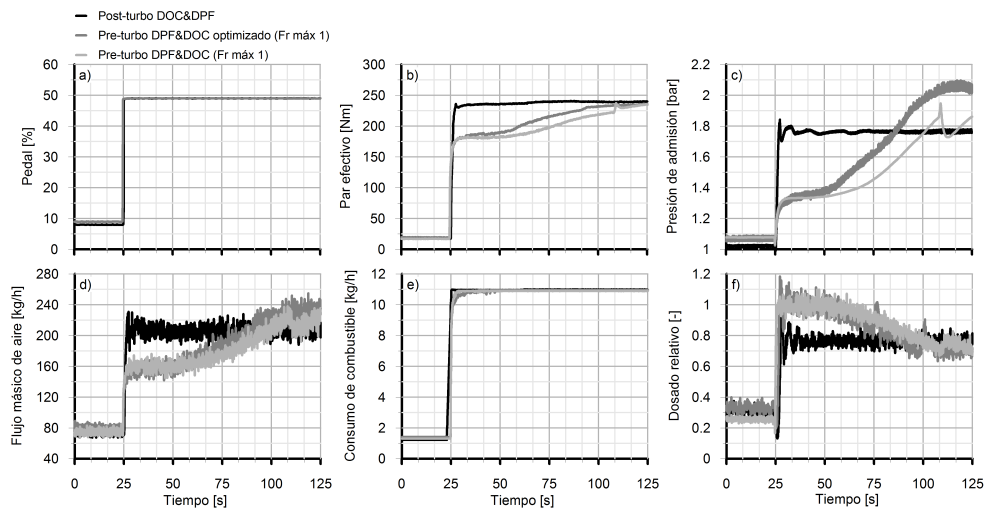


Figura 6.30. Respuesta del motor en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de 5 a 80 % de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de baja temperatura de pared. Efecto de incrementar el dosado permitido en la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

El dosado relativo, cuya evolución se representa en la figura 6.30(f), se ha limitado a un valor máximo igual a la unidad (estequiométrico). Esta actuación se traduce en que se pueda inyectar la totalidad del combustible objetivo en un tiempo sensiblemente menor, aunque todavía con un retraso de 3 s. respecto a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, tal como puede observarse en la figura 6.30(e). Sin embargo, se aprecia que el par efectivo (figura 6.30(b)), sólo alcanza un ligero aumento con respecto al transitorio mostrado con anterioridad en la figura 6.29. Las razones de este reducido aumento del par efectivo son dos. Por un lado, los 430 mbar de diferencia en términos de presión de admisión con respecto a la configuración de referencia (figura 6.30(c)) resultan en una limitación termodinámica del ciclo (menos

relación de compresión efectiva) y por ende en un menor trabajo efectivo en el cilindro. Y por el otro, el hecho de enriquecer el dosado hasta valor estequiométrico no garantiza la oxidación del combustible adicional inyectado, debido a una posible reducción del rendimiento de la combustión.

A la vista de los resultados, serían necesarios cambios en el diseño de las estrategias de combustión para este tipo de aplicación y el uso de otras estrategias de sobrealimentación (doble etapa o compresores asistidos mecánica o eléctricamente). Éstos contribuirían a optimizar este proceso, abriendo una puerta que permitiera mejorar la respuesta del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Además, a la vista de la influencia de la inercia térmica se hace muy recomendable una optimización más exhaustiva del tamaño del DPF, atendiendo a la mayor densidad del flujo en su ubicación aguas arriba de la turbina.

Como medida de mejora del transitorio del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, se propone un estudio preliminar de una arquitectura de sobrealimentación en doble etapa con un compresor auxiliar mecánico (supercharger), siguiendo filosofías de tecnologías disponibles a día de hoy en el mercado [14]. Dada la complejidad asociada a instalar esta arquitectura en un banco de ensayos, el estudio se abordó a través de modelado 1D. Para ello, en primer lugar, se modeló el motor empleado durante el estudio experimental en OpenWAM, construyendo a continuación una arquitectura en doble etapa como la mostrada en la figura 6.31.

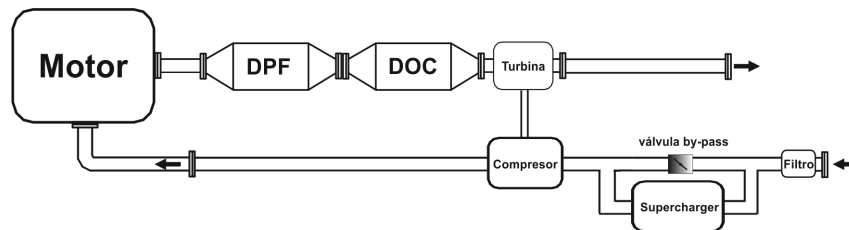


Figura 6.31. Representación esquemática de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento con arquitectura de sobrealimentación en doble etapa con un compresor mecánico.

El objetivo de este estudio es, por un lado, ratificar que con una arquitectura en doble etapa el motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de superar correctamente el transitorio. Por el otro lado, se plantea cuantificar de una manera preliminar el incremento de consumo que se produce por disponer un compresor mecánico acoplado al eje. Para simplificar el estudio, el compresor mecánico permanece engranado durante

todo el transitorio, no siendo el propósito de este trabajo optimizar el uso acoplado del compresor mecánico y el turbocompresor.

La figura 6.32 muestra los primeros 80 segundos del transitorio de carga de arrastre al 80 % a un régimen de giro constante igual a 2000 rpm. En ella se incluye el ensayo y el modelado de la respuesta de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento con 1 etapa, que sirvió como punto de partida para el ajuste del modelo previo al cálculo de la respuesta del motor cuando se incluye un compresor mecánico.

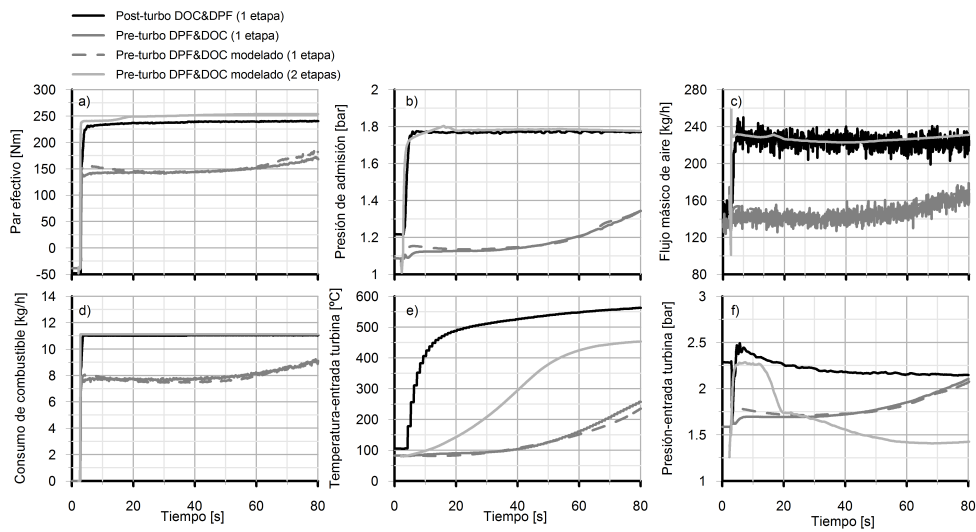


Figura 6.32. Respuesta experimental y modelada del motor en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de arrastre a 80 % de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

Prestando atención al modelado de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento con una etapa de compresor, el modelo es capaz de reproducir correctamente el flujo másico de aire experimental (figura 6.32(c)), lo que se traduce en la correcta predicción de la masa de combustible inyectada (figura 6.32(d)) con la ayuda del mapa del limitador de humos. La buena predicción del proceso de combustión y de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento implica una predicción precisa de la temperatura a la entrada de la turbina, que se muestra en la figura 6.32(e). Modelar de forma correcta la energía disponible por la turbina y la inercia del turbogrupo permite a su vez una óptima predicción de la presión en el colector de admisión y a la entrada de la turbina, tal como muestran respectivamente las gráficas (b) y (f) de la figura 6.32. Finalmente, la correcta predicción de la evolución

de las principales variables que definen el transitorio del motor se traduce en una buena reproducción de la respuesta dinámica del motor, definida por la evolución del par efectivo en la figura 6.32(a).

La precisión que muestra el modelo se antoja suficiente para el estudio de la respuesta del motor con arquitectura de doble etapa con compresor mecánico, que se incluye también en la figura 6.32. Al aportar el compresor mecánico el aire objetivo de manera instantánea (figura 6.32(c)), es posible inyectar el combustible objetivo desde el primer instante del transitorio (figura 6.32(d)), lo que se traduce en un menor tiempo de respuesta en comparación con la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento. Hay que destacar que en el valor del par efectivo mostrado no se computó el necesario para mover el compresor mecánico, aunque a continuación se evaluará su efecto sobre el consumo específico.

A pesar de no haber hecho modificaciones en el sistema de post-tratamiento, en la figura 6.32(e) se observa un crecimiento de la temperatura a la entrada de la turbina (salida del post-tratamiento) mucho más rápido en el caso de la arquitectura en doble etapa. La razón radica en dos aspectos. Por un lado, el poder inyectar el combustible objetivo desde el principio permite disponer de una mayor temperatura en el escape (entrada del post-tratamiento) durante el transitorio mostrado; por otro lado, el mayor flujo másico de gases de escape y su mayor temperatura se traducen en una mayor potencia térmica trasegando a los monolitos del DPF y DOC, que reduce de forma clara la duración de su transitorio térmico y por lo tanto mejoran la dinámica de la respuesta de la temperatura del gas a su salida.

Centrando la atención en el compresor mecánico, la figura 6.33(a) muestra la potencia consumida por éste durante el transitorio, cuyo valor máximo alcanza 3.25 kW en el segundo 38 tras el accionamiento del pedal. A partir de ese instante, la potencia consumida por el compresor mecánico comienza a descender sin interrupción, debido a que se reduce la presión de la línea de entrada al turbocompresor cuando éste aumenta el régimen de giro. Asimismo, la figura 6.33(b) representa la variación del consumo específico con respecto a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento, que presenta una penalización máxima del 3.5 % en el segundo 7 tras el accionamiento del pedal.

Sin embargo, en la figura 6.33(b) se observa como a medida que avanza el transitorio la penalización en consumo específico se reduce hasta alcanzar el valor 0 e incluso negativo. Esto demuestra que a pesar de seguir acoplado el compresor mecánico, no se traduce en una penalización de combustible en comparación con la configuración de referencia post-turbo. La razón de este

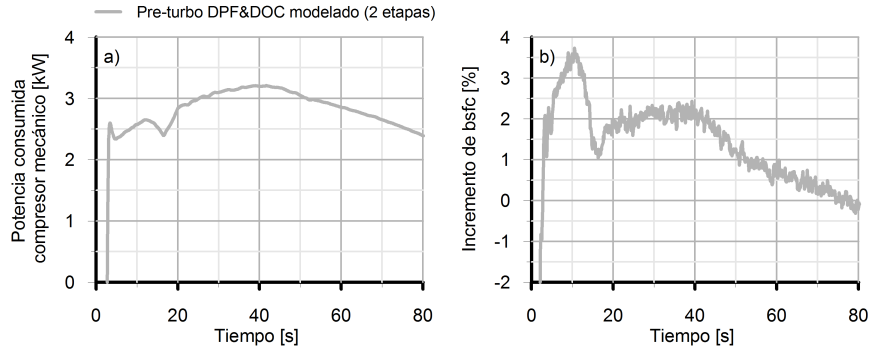


Figura 6.33. Potencia consumida por el compresor mecánico y el incremento porcentual del consumo específico que produce durante el transitorio de carga de arrastre a 80% a 2000 rpm en condiciones de baja temperatura de pared.

comportamiento se explica a partir de la diferencia de par entre esta configuración y la de referencia post-turbo mostrada en la figura 6.32(a). Tal diferencia se debe a la menor contrapresión de escape al hacer uso del compresor mecánico, que se puede observar en la presión de entrada a la turbina mostrada en la figura 6.32(f). La sobrealimentación en doble etapa permite posiciones más abiertas de la turbina de geometría variable, lo que conduce a una evidente reducción de la contrapresión con respecto a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento.

Aunque preliminar, este estudio permite concluir que un motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de superar un transitorio de carga tan exigente como el evaluado, a costa de incrementar de manera transitoria el consumo específico. Para ello debe disponer de una arquitectura de sobrealimentación en doble etapa, extendida en muchos motores en la actualidad y en generaciones futuras.

6.4.2.2. Alta temperatura inicial de pared

De la misma forma que la inercia térmica del sistema de post-tratamiento perjudica al transitorio de motor con configuración pre-turbo cuando parte de condiciones de baja temperatura de pared, cuando ésta es elevada en los diferentes componentes del motor, el sistema de post-tratamiento se comporta como una fuente de energía y su inercia térmica resulta una característica positiva. Este fenómeno queda patente en la figura 6.34, que muestra el transitorio de carga desde arrastre al 80% de grado de carga a 2000 rpm partiendo de con-

diciones de alta temperatura de pared para las configuraciones pre-turbo sin optimizar estudiadas (DOC y DPF utilizadas en la configuración post-turbo de referencia).

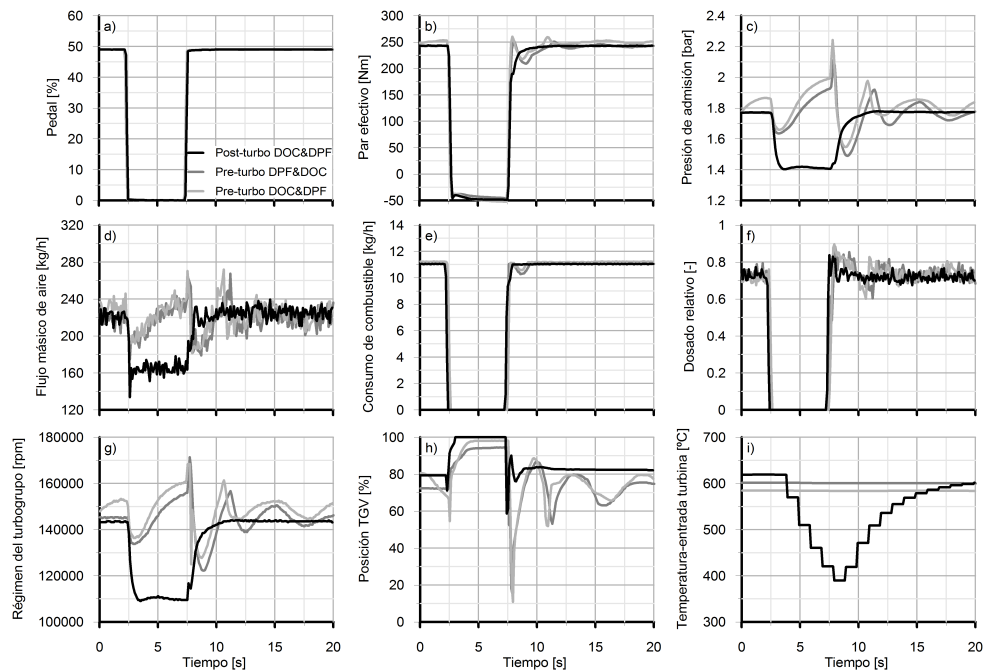


Figura 6.34. Respuesta del motor en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de arrastre a 80% de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de alta temperatura de pared.

El sistema de post-tratamiento actúa como una fuente térmica, calentando los gases de escape que salen a baja temperatura de los cilindros durante la fase de 5 segundos de arrastre. Este fenómeno se traduce en un cambio inapreciable de la temperatura a la entrada de la turbina (salida del sistema de post-tratamiento en ambas configuraciones pre-turbo) con respecto al punto de operación estacionaria previo, pese a las condiciones de arrastre, tal como se muestra en la figura 6.34(i). Este efecto evita que el turbogrupo se desacelere, e incluso aumente su régimen de giro por el cierre de la turbina de geometría variable, como puede observarse en la figura 6.34(g), manteniendo una elevada presión de admisión durante la fase de arrastre (figura 6.34(c)). Las oscilaciones de la TGV se deben a la falta de optimización de los parámetros de control, que no está diseñado para lidiar con tanta energía a la entrada de la turbina cuando se corta la inyección de combustible.

De esta forma, al término de la fase de arrastre, momento en que se produce la aceleración que define el transitorio de carga, el mayor flujo másico de aire admitido presente en la configuración pre-turbo (figura 6.34(d)) permite inyectar la masa de combustible objetivo desde el instante inicial del transitorio (figura 6.34(e)). De esta manera y como puede observarse en el par efectivo mostrado en la figura 6.34(b), las configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento presentan una respuesta inicial más rápida que la configuración tradicional, alcanzando el 90 % del par objetivo con un adelanto de medio segundo con respecto a la configuración post-turbo.

Para facilitar la comprensión del fenómeno de acumulación térmica del sistema de post-tratamiento, en la figura 6.35 se incluye la evolución de las temperaturas a lo largo del sistema de post-tratamiento en la configuración pre-turbo durante el transitorio evaluado. La nomenclatura es análoga a la figura 6.28. Pese a la inercia térmica de los termopares, puede verse claramente (en línea continua) la reducción de temperatura en el colector de escape debido a la fase de arrastre durante 5 segundos.

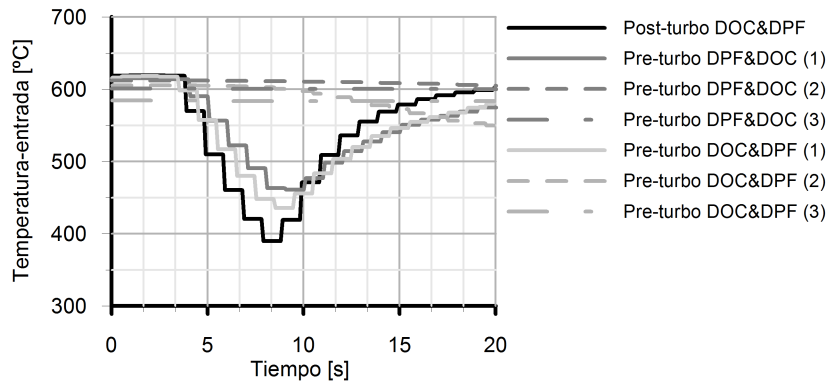


Figura 6.35. Evolución de la temperatura a lo largo del sistema de post-tratamiento en función de la configuración pre-turbo ante un transitorio de carga de arrastre a 80 % de grado de carga a 2000 rpm en condiciones de alta temperatura de pared.

Sin embargo, a pesar de reducirse la temperatura de escape en ambas configuraciones pre-turbo, la elevada inercia térmica del sistema de post-tratamiento resulta en unas variaciones prácticamente inapreciables en los valores de la temperatura a la salida del sistema de post-tratamiento, que coincide con la entrada a turbina en ambas configuraciones pre-turbo. Si bien se aprecia una bajada de temperatura en el segundo punto de la línea de escape en la configuración pre-turbo DOC-DPF debida a la menor inercia térmica

del DOC, la inercia térmica del DPF que está situado a continuación impide que la temperatura de entrada a turbina se vea afectada.

Para corroborar los resultados positivos que ofrece la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento ante transitorios de carga desde condiciones de estabilidad térmica a alta temperatura, en la figura 6.36 se muestran los resultados de la respuesta del motor ante el transitorio definido por la aceleración desde arrastre a 90 % de grado de carga al régimen de giro constante de 1500 rpm. En este transitorio, la ventaja en términos de respuesta en par efectivo se acrecienta con respecto a la configuración de referencia tal como muestra claramente la figura 6.36(b), debido a la mayor variación de grado de carga. Ello conduce a un mayor retraso del turbogrupo con la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento. Ambas configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento, que poseen una respuesta prácticamente idéntica, alcanzan el 90 % del par objetivo con 1 s de adelanto con respecto a la configuración post-turbo.

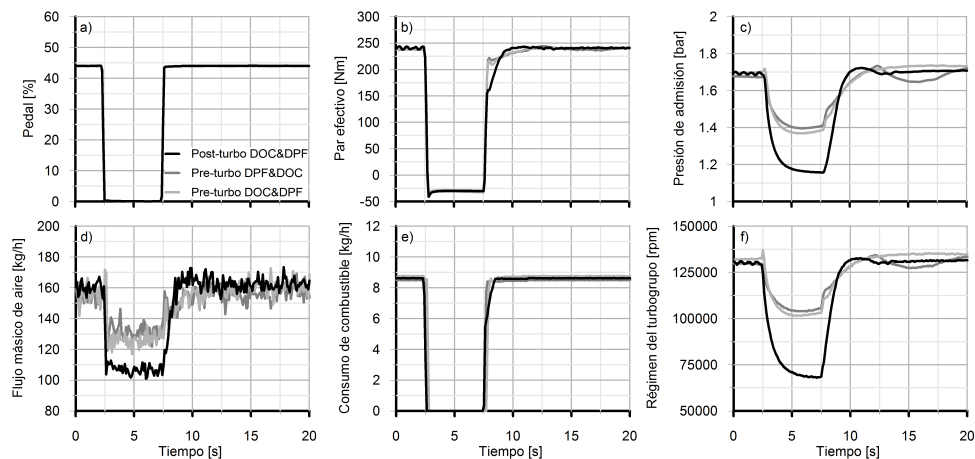


Figura 6.36. Respuesta del motor en función de la configuración del sistema de post-tratamiento ante un transitorio de carga de arrastre a 80 % de grado de carga a 1500 rpm en condiciones de alta temperatura de pared.

6.5. Resumen

En el presente capítulo se ha realizado el análisis de una evaluación experimental de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento obtenida del ensayo de un motor Diesel turbosobrealimentado de 2l de cilindrada. Dicha

evaluación se ha apoyado en la comparación con una configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento tomada como referencia. En esta configuración, el sistema de post-tratamiento está constituido por un pre-DOC a la salida de la turbina, un DOC y un DPF al final de la línea de escape, a una distancia considerable del bloque motor. En el caso de la configuración pre-turbo, se eliminó el pre-DOC, debido a que la mayor densidad, temperatura y pulsación de los gases de escape aguas arriba de la turbina favorece el intercambio de masa substrato-gas de escape, siendo necesaria menos superficie catalítica.

La disposición más extendida del sistema de post-tratamiento es la compuesta por el DOC seguido del DPF, debido a que este último se beneficia de la generación de NO_2 en el primero para oxidar hollín a menor temperatura. Sin embargo, debido al mayor nivel térmico aguas arriba de la turbina que favorece la regeneración pasiva del DPF, se exploró también la disposición DPF seguido del DOC. Con respecto a esta disposición, no se encontraron resultados que descarten esta configuración, siendo beneficiosa en el caso de ser un DOC metálico que pudiera actuar como filtro ante posibles desprendimientos.

Para alcanzar los objetivos propuestos, se realizó un extenso trabajo experimental cubriendo condiciones de operación estacionaria y transitoria. En cuanto a las primeras, se seleccionaron puntos representativos de la operación habitual del motor pertenecientes al ciclo europeo de homologación de vehículos ligeros (NEDC). A éstos se han añadido puntos de operación de carga media-alta sin EGR, extendiendo de esta manera el campo de evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Para realizar la evaluación en condiciones de operación transitoria, se escogió el NEDC, por ser el ciclo de homologación, y transitorios de carga a régimen de giro constante.

En condiciones de operación estacionaria se constataron y reafirmaron los resultados obtenidos anteriormente con el modelo respecto al notable incremento del nivel térmico a la entrada del sistema de post-tratamiento en la configuración pre-turbo. Este hecho favorece, en gran medida, los eventos de regeneración pasiva del DPF y proporciona una mayor eficiencia de conversión del DOC en puntos de operación de nivel de carga muy reducida. En cuanto al primer fenómeno, los resultados revelaron porcentajes de hasta el 90 % de hollín regenerado tras operar de manera constante en puntos de operación del motor integrados en el NEDC (grado de carga inferior al 30 %). En este caso, ha sido superior la masa de hollín regenerada cuando el DOC se sitúa previo al DPF en configuración pre-turbo, debido a que este último se beneficia del NO_2 generado en el DOC. Para grados de carga superiores, se encontró una

regeneración pasiva completa en los puntos de operación de media-alta carga sin EGR, cuyo grado de carga mínimo alcanza el 50 %.

Asimismo, los resultados constataron una reducida pérdida de temperatura del gas a través del sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo, a pesar de la mayor temperatura a la que está sometido en dicha posición. En todo el rango de operación estudiado, la máxima reducción de temperatura en el sistema de post-tratamiento alcanza los 35°C en los puntos de operación más exigentes del ciclo NEDC, debido a los elevados tiempos de residencia asociados al bajo flujo másico trasegado. A grados de carga elevada, los altos flujos másicos reducen el tiempo de residencia en el sistema de post-tratamiento que, junto al proceso de regeneración en el DPF, implican pérdidas de temperatura muy reducidas e incluso inferiores a los que se dan en configuración post-turbo.

En términos de pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento, se confirmó la importante reducción que sufre esta magnitud cuando se hace uso de una configuración pre-turbo. Este resultado viene dado por un menor nivel de acumulación de hollín y especialmente, al efecto de la mayor densidad del flujo, como ya se indicó en el Capítulo 5.

Se confirmaron los resultados mostrados con anterioridad por el modelo atendiendo a la laminación del flujo pulsante a la entrada en la turbina cuando se sitúa posterior al sistema de post-tratamiento. Este fenómeno resulta en una sobrealimentación a presión constante, a diferencia de su operación habitualmente pulsante. En este caso, la turbina no es capaz de aprovechar la energía asociada a los pulsos de presión, aunque si es posible realizar un diseño para que esta última trabaje con mayor eficiencia al ser un flujo estacionario.

Este factor, sumado a la menor temperatura a la entrada de la turbina, afectan a la sobrealimentación en configuración pre-turbo. Se vuelven críticos cuando el grado de sobrealimentación es reducido, como es el caso de puntos de operación de bajo grado de carga. Debido a esto, es necesario compensar este efecto con posiciones más cerradas de la TGV, lo que incrementa la contrapresión del motor. Sin embargo, a grados de carga elevados, se revierte la situación. La menor pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento cuando éste se ubica aguas arriba de la turbina y el hecho de que la contrapresión del motor es menos dependiente de dicha pérdida de presión (pérdida de presión no multiplicada por la relación de expansión en la turbina para fijar la contrapresión del motor) permiten obtener una evidente reducción de la presión de escape de los cilindros con respecto a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento.

Fruto de estos resultados, se confirma una penalización del consumo específico a bajos grados de carga del motor, aunque se encuentra dentro de la

incertidumbre de medida. Por el contrario, las incertidumbres de medida son reducidas a altos grados de carga, y los beneficios encontrados en configuración pre-turbo varían del 2.5 % al 6 %.

Se ha descartado una menor eficiencia de filtrado del DPF en configuración pre-turbo. A pesar de operar en condiciones prácticamente limpias a niveles de carga media-alta, siempre existe un mínimo nivel remanente de hollín o cenizas que asegura las altas eficiencias de filtrado que caracterizan a los monolitos cerámicos de flujo de pared.

En condiciones de operación transitoria, el motor equipado con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de realizar el ciclo de homologación a pesar de las condiciones frías de partida. Sin embargo, para realizar el último tramo del ciclo extraurbano, se deben imponer posiciones del pedal más elevadas, lo que incrementa el consumo global de combustible. Este efecto no desaparece cuando se realiza un NEDC partiendo de condiciones de mayor temperatura de pared, debido a que la alta inercia del post-tratamiento reduce de forma notable la energía disponible en la turbina para realizar el tramo final del NEDC. Tras la realización de un número elevado de ciclos NEDC consecutivos, se ha cuantificado un incremento del consumo de combustible del 3 % con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

El incremento del nivel térmico resulta en una mayor tasa de regeneración pasiva del DPF en configuración pre-turbo. Asimismo, la mayor temperatura de entrada al DOC durante el NEDC en configuración pre-turbo da lugar a la activación más temprana del catalizador, especialmente cuando éste se sitúa previo al DPF en configuración pre-turbo. Este hecho da como resultado una reducción de las emisiones de CO y HC a la atmósfera durante el ciclo NEDC.

Durante los transitorios de carga a régimen de giro constante con condiciones de partida de baja temperatura de pared, los resultados han confirmado la gran influencia de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento. Este efecto resulta en una respuesta excesivamente lenta ante el transitorio. Optimizaciones en el post-tratamiento han revelado reducciones notables de la inercia térmica del sistema de post-tratamiento, que resultan en una mayor celeridad en la respuesta del motor ante el transitorio, aunque sigue siendo mucho más pobre que en la referencia.

Con el fin de mejorar dicha respuesta, se modificó el limitador de humos, permitiendo durante el transitorio alcanzar dosados estequiométricos en la configuración pre-turbo. Sin embargo, las limitaciones termodinámicas del ciclo y las condiciones en la cámara de combustión que impiden quemar la totalidad del combustible inyectado, evitan una respuesta más cercana al orden de magnitud de la que proporciona la configuración post-turbo. Por lo tanto, es muy

conveniente y necesario desarrollar la tecnología de configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento junto con arquitecturas bi-turbo de sobrealimentación o la combinación de un turbogrupo junto con asistencia mecánica o eléctrica.

Como forma preliminar para analizar esta configuración, se calculó mediante técnicas de modelado 1D una arquitectura en doble etapa con un compresor mecánico (supercharger). Se constató que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento es capaz de superar satisfactoriamente el transitorio de carga evaluado, con una penalización en el consumo específico de alrededor del 3 % sólo en los primeros instantes del transitorio. Esta solución se antoja como óptima, tanto para superar el ciclo NEDC como para transitorios más exigentes, pudiéndose establecer en un 3 % la penalización en consumo que exigiría para su mejora un trabajo de optimización de las estrategias de optimización (gestión de la doble etapa) y de inyección/combustión.

De forma adicional, se han confirmado los excelentes resultados de la respuesta del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento ante transitorios con paredes del motor a alta temperatura. En este caso, el sistema de post-tratamiento se comporta como una fuente de energía térmica. La energía térmica del DPF se transforma en energía cinética en la rueda del turbo, quedando por tanto disponible para responder a la siguiente demanda de par motor. Esta respuesta es instantánea, y no se dan los retrasos del turbogrupo que caracterizan a la configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento.

Bibliografía

- [1] Fuentes E. *Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2006.
- [2] Desantes J.M., Bermúdez V., Molina S. y Waldemar G.L. "Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions using an engine test under transient operating conditions". *Measurement Science and Technology*, Vol. 22, pp. 115101, 2011.
- [3] Waldemar L. *Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operación del motor Diesel*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2013.
- [4] Carberry B., Grasi G., Guerin S., Jayat F. y Konieczny R. "Pre-turbocharger catalyst - Fast catalyst light-off evaluation". *SAE Technical Paper 2005-01-2142*, 2005.
- [5] Desantes J.M., Payri F., Piqueras P. y Serrano J.R. "Sistema para integrar el post-tratamiento de los gases de combustión en el colector de escape de los MCIA Diesel turbo-sobrealimentados". Patent Application PCT/ES2012/070589, 2012.

- [6] Luján J.M., Galindo J., Serrano J.R. y Pla B. “A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines”. *Measurement Science and Technology*, Vol. 19, pp. 065401, 2008.
- [7] Pla B. *Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores Diesel sobrealimentados*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2009.
- [8] Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O. “Assessment by means of gas dynamic modelling of a pre-turbo diesel particulate filter configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225 (9), pp. 1134–1155, 2011.
- [9] “ISO 1585, Road vehicles - Engine Test Code - Net Power”. *International Organization for Standardization*, 1992.
- [10] Heck R.M. y Farrauto R.J. *Catalytic air pollution control*. John Wiley & Sons, 1995.
- [11] Tournalias P. y Koltsakis G. “Model-based comparative study of Euro 6 diesel after-treatment concepts, focusing on fuel consumption”. *International Journal of Engine Research*, Vol. 12 n° 3, pp. 238–251, 2011.
- [12] Noguchi S., Sogawa Y., Kawaguchi H. y Kono N. “A quantitative study of fuel efficiency of Diesel vehicles with diesel particulate filter in repeated test cycles”. *SAE Technical Paper 2012-09-10*, 2012.
- [13] Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D. “Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach”. *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.
- [14] Krebs R., Szengel R., Middendorf H., Sperling H., Siebert W., Theobald J. y Michels K. “The New Dual-Charged FSI Petrol Engine by Volkswagen- Part 2: Thermodynamics”. *MTZ Worldwide Edition*, Vol. 66 n° 5-6, pp. 979–986, 2005.

Capítulo 7

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

7.1. Principales aportaciones y conclusiones	257
7.1.1. Aportaciones al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas diésel de flujo de pared	258
7.1.1.1. Transmisión de calor en DPFs	258
7.1.1.2. Pérdida de presión en DPFs con acumula- ción de hollín	259
7.1.2. Evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento	261
7.1.2.1. Condiciones de operación estacionaria	261
7.1.2.2. Condiciones de operación transitorias	265
7.2. Trabajos futuros	267
Bibliografía	271

7.1. Principales aportaciones y conclusiones

La presente tesis doctoral ha abordado como principal objetivo el análisis del efecto que tiene instalar el sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo sobre los motores Diesel turbosobrealimentados. Para alcanzar tal fin, se han empleado conjuntamente técnicas de modelado y experimentales descritas a lo largo del documento. Los siguientes apartados se centran en la descripción de las aportaciones realizadas a lo largo de este trabajo, así como las conclusiones más relevantes, ordenadas según su temática.

7.1.1. Aportaciones al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas diésel de flujo de pared

La necesidad de hacer uso de técnicas computacionales para evaluar las interacciones entre el DPF y el motor exige disponer de modelos robustos para alcanzar un grado de fiabilidad adecuado a la hora de analizar los resultados. Esta necesidad ha conducido a realizar dos aportaciones principales al actual modelo de filtros de partículas diésel de flujo de pared, referentes a la transmisión de calor y a la predicción de la pérdida de presión con acumulación de hollín.

7.1.1.1. Transmisión de calor en DPFs

El trabajo en este campo ha estado dirigido a completar el desarrollo y extender la validación del submodelo de transmisión de calor en DPFs realizada con anterioridad por Piqueras [1]. Con dicho fin, se procedió al ensayo del DPF ante diferentes niveles de acumulación de hollín y flujos máxicos en un banco de flujo pulsante, capaz de generar un nivel de pulsación y temperatura del orden de magnitud de los que pueden darse con una configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

Como aportaciones al submodelo, cabe destacar la inclusión de la acumulación de hollín en el cálculo de la conductividad radial; la transmisión de calor axial por conducción entre la superficie externa y los conos de entrada y salida del DPF; y entre éstos y los conductos de entrada y salida respectivamente acoplados a las bridas del DPF. Asimismo, como metodología experimental, se midió la temperatura del gas en el interior de los canales de salida del monolito introduciéndolos a través del cono de salida, no siendo necesario técnicas intrusivas que pudieran afectar al monolito cerámico.

La capacidad del modelo de discretizar el monolito en haces de canales concéntricos permite predecir de forma correcta la temperatura del gas en el interior de los canales en la dirección radial. Esto valida a su vez la predicción de la distribución de temperatura de pared en el substrato poroso, magnitud clave en el análisis de la dinámica de los procesos de regeneración.

Se obtuvieron resultados correctos en la predicción de la temperatura de pared de la carcasa exterior, importante por su relación con las prestaciones del aislamiento que en cada caso se pudiera proponer. Asimismo, la inclusión de la transmisión de calor por conducción conductos-conos-monolito permitió reproducir la distribución parabólica de la temperatura de pared a lo largo de la carcasa del monolito.

A través de ensayos de transitorio térmico, se confirmó que el modelo es capaz de seguir la dinámica de variación de la temperatura del gas a la salida del DPF, tanto en procesos de calentamiento como de enfriamiento. Este resultado confirma la idoneidad del modelo de DPF para su uso acoplado a otros sistemas, como pudieran ser el caso de un motor con configuración pre-turbo de los sistemas de post-tratamiento, donde la evaluación de la temperatura a la entrada de la turbina es directamente dependiente del modelado de los sistemas de post-tratamiento.

7.1.1.2. Pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín

Dado que el DPF opera generalmente en condiciones de acumulación de hollín, se hace indispensable tener en cuenta su efecto en la pérdida de presión en aquellos estudios en las que se analiza la interacción del DPF con el motor. El modelo propuesto permite predecir la pérdida de presión en el DPF en aplicaciones discretas, es decir, para un nivel de acumulación de masa de hollín dado. Este modelo puede aplicarse al estudio de la influencia del DPF sobre las prestaciones del motor, o en estudios dirigidos al análisis del proceso de regeneración en el DPF. Acoplado a un modelo de predicción de la eficiencia de filtrado, podría emplearse también al estudio de los procesos de acumulación desde una perspectiva continua.

El modelo propuesto contempla las siguientes aportaciones:

- El modelo está basado en la representación del medio poroso como un lecho de partículas esféricas, tanto para la pared porosa como para la capa de partículas. A partir de la porosidad y del diámetro medio de poro es posible predecir la permeabilidad tanto de la pared porosa como de la capa de partículas, que definen la pérdida de presión por medio de la ley de Darcy.
- Como hipótesis fundamental, a partir de una masa de hollín acumulada, el modelo la redistribuye de manera homogénea a lo largo de todo el filtro, asumiendo que durante la fase de filtrado en lecho profundo no se da acumulación sobre la capa de partículas.
- Se ha concluido que durante la fase de filtrado en lecho profundo, la densidad de empaquetamiento del hollín en el interior en la pared porosa está correctamente representada por la densidad que poseen los agregados medios de hollín emitidos por el motor con valores medios de dimensión fractal y número de partículas primarias. La densidad de empaquetamiento del hollín fija el grado de penetración en la pared porosa,

alcanzando valores reducidos del orden del 5% de la pared porosa. Este resultado muestra un alto grado de similitud con los apuntes existentes en la literatura a partir de técnicas experimentales y mediante modelos de Lattice-Boltzmann.

- La dinámica del crecimiento de las unidades colectoras en la pared porosa debidas a la acumulación de hollín está controlada en el modelo por un factor de forma. Este factor correlaciona de forma potencial con un factor de densidad dependiente de la densidad de empaquetamiento del hollín dentro de la pared porosa, la masa de hollín y el volumen de penetración de éste en la pared porosa.
- Durante la fase de filtrado superficial el modelo predice la permeabilidad a partir de la porosidad de la capa de partículas, de la unidad colectora característica y del diámetro medio de poro que determina el valor del factor corrector de Stokes-Cunningham. A partir de los resultados obtenidos se puede concluir que, el diámetro de la unidad colectora está bien representado por la moda de diámetro de la distribución de partículas a la entrada del DPF. La porosidad de la capa de partículas obtenida se encuentra en el orden de magnitud de la porosidad de los agregados medios de hollín, máxime si se consideran los efectos de la deposición balística y los fenómenos de compactación.
- La realización de ensayos a diferente temperatura de gas ha permitido evaluar la capacidad del modelo para predecir los cambios en la permeabilidad de la pared porosa y la capa de partículas por el efecto de deslizamiento, dependiente del tamaño medio de poro y de las propiedades del gas. Los resultados obtenidos muestran la idoneidad del uso del tamaño medio de poro, dependiente de la porosidad y diámetro de la unidad colectora, como parámetro microestructural que define el factor corrector sobre la permeabilidad debido al efecto de deslizamiento.
- Mediante ensayos en banco de impulsos se ha evaluado la capacidad del modelo para reproducir la respuesta dinámica cuando se somete al filtro de partículas a excitaciones pulsantes de diferentes niveles de amplitud y duración. Se ha constatado la viabilidad del modelo para predecir los cambios que se producen en la onda reflejada y transmitida con elevada acumulación de hollín en comparación con condiciones limpias del DPF. En el dominio de la frecuencia, se han obtenido resultados precisos a bajas frecuencias y aceptables a elevadas. Los ensayos en el banco de flujo pulsante han permitido extender el estudio de la respuesta dinámica del DPF con el modelo a condiciones de funcionamiento en motor,

permitiendo imponer un flujo másico medio con flujo de diferentes características de pulsación y niveles de temperatura del gas. Tanto en el dominio temporal como de la frecuencia el modelo ha mostrado una capacidad de predicción óptima, reproduciendo correctamente la respuesta dinámica en un amplio rango de condiciones de operación.

7.1.2. Evaluación de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento

El análisis mediante trabajos de modelado y experimentales han permitido alcanzar un conjunto de conclusiones acerca del comportamiento del motor cuando se hace uso de un colector de escape con ubicación pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Las principales conclusiones obtenidas se han clasificado por su relevancia en condiciones de operación estacionaria y transitoria.

7.1.2.1. Condiciones de operación estacionaria

El análisis en condiciones de operación estacionaria con dos motores de diferente cilindrada, uno de ellos evaluado mediante técnicas de modelado (transporte pesado) y el segundo de ellos evaluado en banco de ensayos (motor de automoción), permite llegar a las siguientes conclusiones:

Operación del sistema de post-tratamiento

- Se ha confirmado un incremento notable de la temperatura del gas a la entrada del sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo, con un aumento mínimo de 100°C a grado de carga del motor reducida. A medida que el grado de carga del motor aumenta, las diferencias del gas a la entrada del sistema de post-tratamiento, entre las ubicaciones pre y post-turbo, aumentan. Esto se debe a la mayor expansión del flujo en la/s turbina/s que fija la temperatura a la entrada del post-tratamiento en configuración post-turbo, y a que el gas sale de los cilindros a mayor temperatura, lo que aumenta la temperatura del gas a la entrada en configuración pre-turbo.
- Incluyendo un aislamiento térmico se pueden obtener pérdidas reducidas de temperatura del gas a su paso por el colector de escape con el post-tratamiento integrado. Además, la contribución de la energía liberada por las reacciones de oxidación tanto en el DOC como en el DPF

contribuye a reducir las pérdidas de temperatura. Los resultados experimentales han arrojado pérdidas máximas de 35°C, siendo éstas dependientes del nivel térmico y del tiempo de residencia del gas en el sistema de post-tratamiento.

- El trabajo experimental ha permitido constatar las condiciones más favorables de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento para que se den mayores tasas de regeneración pasiva. Tras operar en condiciones estacionarias en puntos pertenecientes al NEDC (grado de carga del motor inferior al 30 %), los resultados han revelado porcentajes de hasta el 90 % de hollín regenerado, estando este porcentaje en configuración post-turbo alrededor del 25 %.

Para grados de carga superiores, se ha encontrado una regeneración pasiva completa en los puntos de operación de media-alta carga sin EGR, cuyo nivel de carga mínima alcanza el 50 %.

- En igualdad de condiciones de acumulación de hollín en el DPF, la pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento es inferior en configuración pre-turbo, tal como han constatado tanto el estudio de modelado como el experimental. Aguas arriba de la turbina la densidad de los gases de escape es mayor, lo que para una misma sección transversal reduce la velocidad del flujo y con ello la pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento.
- Los resultados experimentales han permitido descartar cualquier penalización de la eficiencia de filtrado del DPF por operar en configuración pre-turbo. A pesar de presentar condiciones prácticamente limpias a grados de carga del motor media-alta, siempre existe un mínimo remanente de hollín o cenizas que asegura las altas eficiencias de filtrado que caracterizan a los monolitos cerámicos de flujo de pared.
- Se ha constado mediante cálculo computacional la viabilidad de la arquitectura de EGR limpio de alta presión, al ubicarse la toma de los gases recirculados posterior al filtro de partículas. Ello supone un EGR limpio de hollín con las ventajas, por un lado, de carácter tecnológico para la válvula e intercooler de EGR; y por el otro, la posibilidad de descargar el EGR limpio de alta presión aguas arriba del intercambiador de calor principal. De esta forma se evita el uso del intercambiador de calor del EGR y se mejora la mezcla aire fresco-EGR, reduciendo por tanto la dispersión de EGR entre cilindros.

Operación del turbogrupo

- Los resultados de modelado y experimentales muestran el efecto de laminación del flujo producido por el sistema de post-tratamiento, independientemente de la disposición relativa de los elementos. Este fenómeno resulta en un proceso de sobrealimentación a presión constante, a diferencia de su operación habitual pulsante. De esta forma, la turbina no es capaz de aprovechar la energía cinética asociada a los pulsos de presión. Sin embargo, permite facilitar el diseño de la turbina por disponer de flujo estacionario en los álabes.
- La pérdida de presión y de temperatura en el sistema de post-tratamiento en ubicación pre-turbo, así como la laminación del flujo pulsante, llegan a afectar negativamente al proceso de sobrealimentación con configuración pre-turbo. Esta situación se vuelve crítica cuando el grado de sobrealimentación es reducido, como han demostrado los resultados experimentales en los puntos de menor grado carga del motor. Para compensar este efecto, la turbina de geometría variable debe desplazarse a posiciones más cerradas incrementando por tanto la contrapresión del motor.
- La división de los monolitos del DOC y DPF en dos ramas paralelas permiten reducir las interferencias entre cilindros con procesos de combustión consecutivos en motores de 6 cilindros, reduciendo las pérdidas por bombeo. Al ser eliminados los fenómenos de interferencia entre ondas, no se hace necesario el uso de turbinas tipo twin (doble entrada), que ofrecen menor rendimiento que las convencionales.
- El posicionamiento del DPF previo a la turbina supone una operación de ésta libre de hollín. Ello implica una ventaja tecnológica por evitar posibles problemas con el mecanismo de la TGV, aumentando su fiabilidad y permitiendo el uso más extendido de la TGV en motores de transporte pesado.

Prestaciones del motor

- A la hora de fijar la contrapresión de escape, la pérdida de presión en el sistema de post-tratamiento en configuración pre-turbo no está multiplicada por la relación de expansión en la turbina. Esto hace que la contrapresión de escape sea menos sensible a la acumulación de hollín en el DPF.

- En grados de carga media-alta del motor, la penalización en la sobrealimentación de la configuración pre-turbo reduce su importancia, ya que las mayores pérdidas de presión en el sistema de post-tratamiento en la configuración de referencia resultan en una degradación de la energía recuperada por la turbina. En la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, la turbina de geometría variable puede desplazarse a posiciones más abiertas. Este hecho, sumado a que la pérdida de presión no está multiplicada por la relación de expansión de la turbina, justifica la menor contrapresión de escape a grados de carga media-alta del motor.
- Los resultados en términos de prestaciones presentados por la configuración pre-turbo han mostrado una clara tendencia de mejora en consumo específico con el aumento del grado de carga del motor. Los resultados experimentales indican una penalización en consumo específico en puntos de operación con grado de carga inferior al 15 % (pertenecientes al NEDC), que se encuentran dentro del rango de incertidumbre de la medida. Para grados de carga superiores al 50 %, los resultados experimentales muestran reducciones del consumo específico de entre un 2.6 % y un 6 %. Ello se debe fundamentalmente a la reducción de la contrapresión de escape.

También a alto grado de carga, los resultados del modelado en motor de transporte pesado han indicado unas reducciones de consumo específico de hasta el 2 % en condiciones limpias en zonas de operación sin EGR, alcanzando valores de hasta el 3.5 % con un nivel de acumulación de 4.5 g/l.

Emisiones del motor

- El mayor nivel térmico aguas arriba de la turbina se vuelve una ventaja importante de cara a mejorar la eficiencia del DOC en puntos de operación de grado de carga baja del motor (temperatura baja de los gases de escape). Se han medido reducciones notables de emisión de HC y CO en la configuración pre-turbo en el punto de menor grado de carga considerado en el estudio. En términos de emisión de NO_x, dado que el motor es capaz de alcanzar las tasas de EGR requeridas, no se modifica su emisión en configuración pre-turbo con respecto a las obtenidas con ubicación post-turbo del sistema de post-tratamiento. Asimismo, se ha reafirmado mediante la medida de opacidad que el DPF en configuración pre-turbo no se ve afectado en términos de eficiencia de filtrado.

7.1.2.2. Condiciones de operación transitorias

El análisis de la respuesta transitoria del motor por medio de ensayos tan dispares en nivel de exigencia como el NEDC y el transitorio hasta un nivel de carga elevado a régimen de giro constante han permitido evaluar en profundidad la respuesta del motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento:

- Los resultados de modelado y experimentales muestran a la inercia térmica del sistema de post-tratamiento como parámetro controlador de la dinámica de la respuesta transitoria del motor con configuración pre-turbo.
- El motor equipado con configuración pre-turbo es capaz de seguir la velocidad de vehículo impuesta por el NEDC a pesar de las condiciones frías de partida. Para completarlo, debe imponer posiciones del pedal más elevadas al final del ciclo, lo que incrementa el consumo global de combustible. Este efecto no desaparece cuando se realiza un NEDC partiendo de condiciones de mayor temperatura de pared, debido al enfriamiento del sistema de post-tratamiento durante 800 segundos de conducción urbana (UDC) y a que la alta inercia del mismo reduce de forma notable la energía disponible en la turbina para realizar el tramo final del NEDC (EUDC). Tras la realización de un número de ciclos suficientemente elevado como para reducir la incertidumbre de medida, se ha cuantificado un incremento del consumo de combustible del 3%.
- El incremento del nivel térmico resulta en una mayor tasa de regeneración pasiva del DPF en configuración pre-turbo durante una conducción netamente urbana. Sin embargo, los resultados obtenidos descartan que, en una conducción únicamente urbana, se pueda eliminar completamente las estrategias de regeneración activa para eliminar la totalidad del hollín acumulado. No obstante, se alarga notablemente el tiempo necesario para acumular una cierta masa de hollín, lo que se traduce en un menor número de eventos de regeneración activa.
- La mayor temperatura de entrada al DOC durante el NEDC en configuración pre-turbo desemboca en la activación más temprana del catalizador, sobre todo cuando éste se sitúa previo al DPF en configuración pre-turbo. Este efecto resulta en una reducción de las emisiones de CO y HC a la atmósfera durante el ciclo de homologación. En cuanto a la emisión de hollín, los mayores dosados con los que opera la configuración pre-turbo en el último tramo del NEDC incrementan la emisión de

partículas, aunque los resultados obtenidos se encuentran dentro de los límites impuestos por la normativa Euro 4 para la que está homologado el motor ensayado, e incluso en las posteriores y varios órdenes de magnitud más restrictivas normativas Euro 5 y Euro 6.

- La configuración pre-turbo del DOC permite reducir masa catalítica en comparación con la referencia, cumpliendo del mismo modo la normativa anticontaminante. Este hecho permite reducir el coste y volumen del sistema de post-tratamiento.
- La inercia térmica del sistema de post-tratamiento se vuelve un parámetro positivo durante operación transitoria del motor cuando las temperaturas de las paredes del mismo son inicialmente elevadas. En este caso, el post-tratamiento se comporta como una fuente de energía, calentando los gases de escape en las fases de arrastre o de menor carga. Este exceso de energía en comparación con la configuración tradicional resulta en un mayor régimen de giro del turbogrupo, lo que garantiza unas condiciones más favorables al inicio de los procesos de aceleración y permite reducir los tiempos de respuesta.
- La inercia térmica se vuelve un parámetro crítico cuando el transitorio del motor sobrealimentado con una sola etapa de TGV parte de un punto de operación de baja carga, retrasando de forma inaceptable la respuesta del motor con configuración pre-turbo.
- La optimización de volumen de los sistemas de post-tratamiento ha revelado reducciones notables del efecto de la inercia térmica, que resultan en una mayor celeridad en la respuesta del motor ante el transitorio, aunque con esta única medida sigue siendo más lenta que la proporcionada por el motor con configuración post-turbo del sistema de post-tratamiento sobrealimentado con una única etapa de TGV.
- Con el objetivo de mejorar dicha respuesta se propone modificar el limitador de humos, permitiendo alcanzar dosados estequiométricos durante periodos transitorios con la configuración pre-turbo. Esta técnica se ha mostrado suficiente en el estudio de modelado con el motor de uso en aplicaciones de transporte pesado, que además constaba de un sistema de sobrealimentación en doble etapa. Se ha sido capaz de igualar la respuesta a la de la configuración de referencia con un control adecuado del limitador de humos y de la válvula de EGR cuya apertura debe retrasarse. Se ha demostrado que con una apertura tardía de la válvula de EGR, o siendo ésta lenta, la respuesta en prestaciones del motor no se

ve afectada, a expensas de incrementar transitoriamente la emisión de NO_x .

- Los resultados experimentales obtenidos en el motor de automoción con el aumento del dosado máximo, durante operación transitoria en el caso de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, discrepan de los obtenidos en el modelado con motor de transporte pesado. En los primeros sí se alcanzaba el par objetivo cuando se inyectaba todo el combustible, no así en el caso de los segundos. Sin embargo, es necesario hacer algún apunte que diferencian los dos casos estudiados. El motor de transporte pesado está equipado con un sistema de sobrealimentación en doble etapa, lo que permite trabajar con presiones de admisión superiores a las que se dan en el motor de automoción evaluado experimentalmente, con una sobrealimentación en una etapa que condiciona la capacidad de respuesta transitoria. Además, los resultados corroboran que con cambios en la estrategia de inyección se puede obtener una mejora relevante en la respuesta del motor.
- Se ha constatado mediante técnicas de modelado que la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento con una arquitectura de sobrealimentación en doble etapa (compresor mecánico y turbogruppo) es capaz de superar satisfactoriamente el transitorio de carga. Esta solución se torna óptima para superar tanto el ciclo NEDC como transitorios de mayor exigencia. En el caso del NEDC, esta estrategia evitaría los mayores accionamientos del pedal que se han obtenido, reduciendo o incluso eliminando las penalizaciones en consumo entre ambas configuraciones.
- El trabajo experimental ha constatado que tras una gran cantidad de horas de operación en configuración pre-turbo, los monolitos del DOC y DPF no ha sufrido ningún tipo de fallo mecánico que pudiera estar causado por el superior nivel térmico y de vibraciones.

7.2. Trabajos futuros

Los resultados y las conclusiones obtenidas en este trabajo abren una serie de futuras vías de investigación. Surgen diferentes alternativas de trabajo relacionadas con el modelado del sistema de post-tratamiento y con el desarrollo de configuraciones pre-turbo del sistema de post-tratamiento en la línea de escape.

Modelo de filtro de partículas diésel de flujo de pared

- En la presente tesis doctoral se ha desarrollado un modelo de predicción de pérdida de presión en DPFs con acumulación de hollín. Sin embargo, no se ha culminado con el acoplamiento a un modelo de filtrado que permitiría abordar procesos de acumulación en el DPF prediciendo la masa de hollín depositada en cada instante de tiempo y la eficiencia de filtrado. Por lo tanto, queda justificado como trabajo futuro integrar un submodelo de filtrado en el modelo global de filtros de partículas diésel de flujo de pared.
- Debido a la complejidad en cuanto al desarrollo y plan de ensayos requerido para el proceso de validación de un submodelo de regeneración, no se ha podido llevar a cabo este trabajo en esta tesis doctoral, proponiendo su elaboración como trabajo futuro. Además de introducir todo el desarrollo químico, sería necesario realizar una validación experimental adicional de la transmisión de calor en el monolito durante este tipo de procesos.
- La validación experimental del modelo de pérdida de presión en banco de impulsos ha permitido concluir que los errores asociados al tratamiento de los conos de entrada y salida al DPF como elementos 0D se acrecientan cuando este último presenta acumulación de hollín. Por lo tanto, para casos de estudios acústicos exhaustivos se propone el acoplamiento del modelo de DPF con códigos 3D para la simulación de la distribución de flujo en los canales de entrada y salida.
- Se propone también dotar al código OpenWAM de un modelo de valor medio del DPF que aborde la resolución de la pérdida de presión, transmisión de calor, filtrado y regeneración. Este tipo de modelos permitiría reducir el coste computacional en aquellas aplicaciones en las que no se requiera una descripción espacial de las propiedades del flujo y del DPF. Este tipo de modelos son útiles para su aplicación en control ya que actualmente el control de la regeneración activa del DPF en aplicaciones a bordo están basados, además de por la tradicional diferencia de presión en el dispositivo, en modelos de acumulación de hollín.

Trabajo computacional con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento

El trabajo de modelado de la configuración pre-turbo ha presentado una serie de debilidades cuya mejora podría redirigirse a trabajos futuros:

- Aunque el modelado con motor de transporte pesado en condiciones de operación estacionaria se ha extendido a una gran variedad de condiciones de operación (marcadas por la variabilidad en tasa de EGR y dosado) sólo se ha realizado en condiciones de plena carga del motor. Por lo tanto, sería interesante extender el estudio a condiciones de cargas parciales del motor.
- No se ha considerado en el modelado de motor la energía liberada en las reacciones de oxidación, tanto en el DPF como en el DOC. El modelado de estos procesos repercutiría en una evaluación más precisa de la temperatura a la salida del sistema de post-tratamiento (entrada a turbina). Aunque no tener en cuenta estas reacciones ha supuesto estar en el lado de la seguridad en la obtención de conclusiones referentes a la configuración pre-turbo, y a que en la literatura se indica que no es relevante [2], disponer de esta herramienta proporcionaría resultados aún más fiables. Para cumplir este objetivo sería necesario disponer del submodelo de regeneración citado anteriormente, y el desarrollo de un modelo físico-químico de DOC.
- Aunque en el trabajo de modelado se realizó el ejercicio de reducir el volumen del colector de escape con el post-tratamiento integrado, no se ha realizado una optimización de la geometría del propio sistema de post-tratamiento. La potencial reducción de masa cerámica y metálica repercutiría en unas menores pérdidas por transmisión de calor y, sobre todo, en una reducción de la inercia térmica, parámetro limitante en la respuesta del motor con sistema de post-tratamiento pre-turbo ante transitorios con temperatura de pared inicialmente baja.
- A pesar que en el trabajo de modelado se realizó un estudio de una arquitectura de sobrealimentación en doble etapa para la configuración pre-turbo en motores de aplicación en automoción, éste fue sólo preliminar. Sería necesario avanzar en el estudio de este tipo de estrategias, tanto mediante técnicas de modelado como experimentales. Estos estudios deberían cubrir otro tipo de alternativas, como son la asistencia eléctrica o doble etapa de sobrealimentación con turbocompresores.
- El trabajo experimental ha proporcionado una gran cantidad de información sobre las prestaciones del motor ante condiciones de operación estacionaria y transitoria. Esta información puede servir de base para alimentar un modelo de motor con configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento, lo que repercutiría en una herramienta muy útil para continuar profundizando en aspectos de la ubicación pre-turbo del

sistema de post-tratamiento. Estos estudios podrían comprender la optimización del volumen del sistema de post-tratamiento o mejoras en la respuesta transitoria en condiciones de baja temperatura de pared inicial.

Trabajo experimental con la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento.

- Ha quedado demostrado que el transitorio de carga en frío es la principal debilidad de la configuración pre-turbo del sistema de post-tratamiento. Para superar esta circunstancia, se hace necesario que la sobrealimentación del motor donde vaya emplazado se desplace hacia nuevas estrategias, ya sea doble etapa o asistidos eléctricamente. Por lo tanto, resultaría interesante la evaluación experimental de la respuesta del motor ante transitorios exigentes con nuevas estrategias de sobrealimentación que permitan la mejora substancial de la dinámica de la respuesta del motor.
- En lo referente a ciclos de conducción, sólo se ha trabajado experimentalmente con el NEDC, por ser el actual ciclo de homologación de vehículos ligeros. Resultaría interesante extender el análisis de consumo, emisiones o regeneración pasiva del DPF a otro tipo de ciclos de conducción como el futuro Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP) [3] para el caso de vehículos de transporte de pasajeros. Este ciclo, que presenta un mayor dinamismo que el NEDC, podría ser ventajoso para la configuración pre-turbo una vez que los monolitos del sistema de post-tratamiento se hayan calentado. El menor o nulo retraso que presenta el turbogrupo ante este tipo de transitorios con alta temperatura de pared podría beneficiar la respuesta transitoria del motor. Asimismo, el mayor dinamismo puede repercutir en condiciones más favorables para que se dé la regeneración pasiva del DPF, pudiéndose alcanzar condiciones de equilibrio en el mismo.

Sin embargo, habría que evaluar estas ventajas con las primeras respuestas transitorias del motor en condiciones de baja temperatura de pared, que como se han visto a lo largo del trabajo de investigación carecen de la celeridad adecuada con una etapa de TGV.

- El trabajo experimental ha confirmado que tras una gran cantidad de horas de operación los monolitos del DOC y DPF no han sufrido ningún tipo de fallo mecánico. Sin embargo, para constatar su viabilidad sería

necesario extender el estudio a ensayos específicos de durabilidad que consideraran las condiciones de operación térmica y mecánica a las que se ven sometidos los monolitos en ubicación pre-turbo.

- El modelado ha confirmado la viabilidad del EGR limpio de alta presión. Sin embargo no se ha evaluado experimentalmente, por motivos constructivos, la recirculación de los gases a través de una camisa que actúe de aislante térmico siguiendo la filosofía propuesta por las patentes [4, 5]. Por lo tanto, resultaría interesante evaluar la influencia de esta arquitectura sobre la tasa de EGR que el motor sería capaz de alcanzar, así como las prestaciones de este sistema como aislante térmico del colector de escape.

Bibliografía

- [1] Piqueras P. *Contribución al modelado termo-fluidodinámico de filtros de partículas diesel de flujo de pared*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2010.
- [2] Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D. “Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach”. *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.
- [3] “Emission test cycles”. www.dieselnet.com, 2012.
- [4] Desantes J.M., Galindo J., Payri F. y Serrano J.R. “Colector de escape de un motor alternativo turbo sobrealimentado”. Patent Application PCT/ES2010/000050, 2009.
- [5] Desantes J.M., Payri F., Piqueras P. y Serrano J.R. “Sistema para integrar el post-tratamiento de los gases de combustión en el colector de escape de los MCIA Diesel turbo-sobrealimentados”. Patent Application PCT/ES2012/070589, 2012.

Índice Bibliográfico

- .
Council Directive 70/220/EEC of March 20, 1970 on the Approximation of the Laws of the Member States relating to Measures to be taken against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles.
Official Journal of the European Communities, 20/12/1970, 1970. (citado en p. 15)
- .
Council Directive 91/441/EEC of 26 June 1991 on the Approximation of the Laws of Member States Relating to Measures to Be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles.
Official Journal of the European Union, 30/08/1991, pp. 1–106, 1991. (citado en p. 14)
- .
ISO 1585, Road vehicles - Engine Test Code - Net Power.
International Organization for Standardization, 1992. (citado en p. 227)
- .
Council Directive 98/69/EEC of 13 October 1998 on the Approximation of the Laws of Member States Relating to Measures to Be Taken Against Air Pollution by Emissions from Motor Vehicles.
Official Journal of the European Union, 28/12/1998, pp. 1–65, 1998. (citado en p. 14)
- .
Regulation 75/2007 of the European Parliament and of the council of 20 June 2007 on Type Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on Access to Vehicle Repair and Maintenance Information.
Official Journal of the European Union, 29/06/2007, pp. L171/1–16, 2007. (citado en p. 14)
- .
SCR system for 2-Stroke MAN Diesel Engines. Johnson Matthey, www.jmcatalysts.com, 2009. (citado en p. 3)
- .
www.ceramics.nist.gov.
Ceramics WebBook, NIST Property Data Summaries, 2009. (citado en p. 75)
- .
www.thermalceramics.com.
Thermal Ceramics, Division of the Morgan Crucible Company, UK, 2009. (citado en p. 75)

-

Emission test cycles.
www.dieselnets.com, 2012. (citado en pp. 36, 183, 270)

-

www.openwam.org.
Página web de OpenWAM, CMT-Motores Térmicos, Universitat Politècnica de València, 2012. (citado en pp. 58, 59)

-

PM Metalit.
Emitec GmbH, www.emitec.com, 2013. (citado en p. 19)

Allam S. y Abom M.

Acoustic modelling and testing of Diesel particulate filters.
Journal of Sound and Vibration, Vol. 288, pp. 255–273, 2005.
(citado en pp. 120, 123, 125)

Allansson R., Blakeman P.G., Cooper B.J., Hess H., Silcock P.J. y Walker A.P.

Optimising the low temperature performance and regeneration efficiency of the continuously regenerating diesel particulate filter (CR-DPF) system.
In *SAE Technical Paper 2002-01-0428*, 2002. (citado en pp. 16, 34, 150, 174)

Arnau F.J.

Aportaciones al cálculo numérico para el modelado del flujo compresible unidimensional en conductos de M.C.I.A.
Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, Noviembre 2003. (citado en p. 4)

Barataud C., Bardon S., Bouteiller B., Gleize V., Charlet A. y Higelin P.

Diesel particulate filter optimization.
In *SAE Technical Paper 2003-01-0376*, 2003. (citado en p. 21)

Bardasz E., Mackney D., Britton N., Kleinschenk G., Olofsson K., Murray I. y Walker A.P.

Investigations of the interactions between lubricant-derived species and aftertreatment systems on a state-of-the-art Heavy Duty Diesel Engine.
In *SAE Technical Paper 2003-01-1963*, 2003. (citado en p. 22)

Bensaid S., Marchisio D. L. y Fino D.

Numerical simulation of soot filtration and combustion within diesel particulate filters.
Chemical Engineering Science, Vol. 65 (1), pp. 357–363, 2010. (citado en p. 88)

Bensaid S., Marchisio D.L., Russo N. y Fino D.

Experimental investigation of soot deposition in diesel particulate filters.
Catalysis Today, Vol. 147, pp. 295–300, 2009. (citado en pp. 31, 106)

Benson R.S.

The thermodynamics and gas dynamics of internal-combustion engines, volume 1.
Clarendon Press Oxford, 1982. (citado en p. 4)

Benson R.S., Annand W.J.D. y Baruah P.C.

A simulation model including intake and exhaust systems for a single cylinder four stroke cycle spark ignition engine.
International Journal of Mechanical Science, Vol. 17, pp. 97–124, 1975. (citado en p. 59)

Berchtold M.

The complex diesel supercharger.

In *SAE Technical Paper 590001*, 1959.

(citado en p. 38)

Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O.

Assessment by means of gas dynamic modelling of a pre-turbo diesel particulate filter configuration in a turbocharged HSDI diesel engine under full-load transient operation.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225 (9), pp. 1134–1155, 2011. (citado en pp. 58, 84, 87, 160, 172, 176, 226)

Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso Ó.

Analysis of Heavy-Duty turbocharged diesel engine response under cold transient operation with a pre-turbo aftertreatment exhaust manifold configuration.

International Journal of Engine Research, doi:10.1177/1468087412457670, 2012.

(citado en pp. 58, 84, 176, 182)

Bermúdez V., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O.

Influence of DPF soot loading on engine performance with a pre-turbo aftertreatment exhaust line.

In *SAE Technical Paper 2012-01-0362*, 2012.

(citado en pp. 87, 168, 176)

Bisset E.J.

Mathematical model of the thermal regeneration of a wall-flow monolith diesel particulate filter.

Chemical Engineering Science, Vol. 39 n° 7-8, pp. 1233–1244, 1984.

(citado en pp. 20, 32, 58, 60, 85, 87)

Blake F.C.

The resistance of packing to fluid flow.

Trans. American Institute of Chemical Engineering, Vol. 14, pp. 415–421, 1922.

(citado en p. 26)

Blanchet S., Richmond R. y Vaneman G.

Implementation of the effectiveness-NTU methodology for catalytic converter design.

In *SAE Technical Paper 980673*, 1998.

(citado en p. 43)

Bollerhoff T., Markomanolakis I. y Koltsakis G.

Filtration and regeneration modeling for particulate filters with inhomogeneous wall structure.

Catalysis Today, Vol. 188, pp. 24–31, 2012.

(citado en p. 25)

Broatch A.

Medida de la respuesta acústica de silenciadores.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1995.

(citado en p. 119)

Brüstle C., Downey M., Subramaniam M., Birckett A. y Tomazic D.

Aftertreatment in a pre-turbo position: size and fuel consumption advantage for Tier 4 large-bore Diesel engines.

In *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, 2011.

(citado en pp. 3, 42)

Carberry B., Grasi G., Guerin S., Jayat F. y Konieczny R.

Pre-turbocharger catalyst - Fast catalyst light-off evaluation.

In *SAE Technical Paper 2005-01-2142*, 2005.

(citado en pp. 3, 39, 40, 207)

Carman P.C.

Fluid flow through a granular bed.

Chemical Engineering Research and Design, Vol. 15, pp. 150–156, 1937.

(citado en p. 26)

Cerit M., Ayhan V., Parlak A. y Yasar H.

Thermal analysis of a partially ceramic coated piston: effect on cold start HC emission in a spark ignition engine.

Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 336–341, 2011. (citado en p. 155)

Chan C.C.

The state of the art of electric and hybrid vehicles.

Proceedings of the IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 90, pp. 247–275, 2002. (citado en p. 1)

Cheng G.L., Mao F., Swartzmiller S.B., Walli S.A. y Ziebarth R.R.

Properties and performance of diesel particulate filters of an advanced ceramic material.

In *SAE Technical Paper 2004-01-0955*, 2004. (citado en p. 22)

Chi T.

Granular Filtration of Aerosols and Hydrosols.

Butterworths Series in Chemical Engineering, 1989. (citado en p. 30)

Churchill S.W. y Bernstein M.

A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow.

Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 300–306, 1977. (citado en p. 74)

Cooper B.J., Jung H.J. y Thoss J.E.

Treatment of diesel exhaust gases.

Patent Application, US 4902487, 1990. (citado en pp. 33, 34)

Corberán J.M.

Contribución al modelado del proceso de renovación de la carga.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1984. (citado en p. 4)

Desantes J.M., Bermúdez V., Molina S. y Waldemar G.L.

Methodology for measuring exhaust aerosol size distributions using an engine test under transient operating conditions.

Measurement Science and Technology, Vol. 22, pp. 115101, 2011. (citado en p. 205)

Desantes J.M., Galindo J., Payri F. y Serrano J.R.

Colector de escape de un motor alternativo turbo sobrealimentado.

Patent Application PCT/ES2010/000050, 2009. (citado en pp. 44, 89, 271)

Desantes J.M., Payri F., Piqueras P. y Serrano J.R.

Sistema para integrar el post-tratamiento de los gases de combustión en el colector de escape de los MCI A Diesel turbo-sobrealimentados.

Patent Application PCT/ES2012/070589, 2012. (citado en pp. 44, 208, 243, 271)

Desantes J.M., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P.

Derivation of the method of the characteristics for the fluid dynamic solution of flow advection along porous wall channels.

Applied Mathematical Modelling, Vol. 36, pp. 3134–3152, 2012. (citado en p. 166)

Dolz V.

Contribución al modelado de la transmisión de calor en los MCI A y su aplicación en el aprovechamiento energético de los gases de escape durante los transitorios de carga.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2006. (citado en p. 75)

- Dorenkamp, R. Volkswagen A.G.**
Massnahmen zur emissionserfüllung bei Diesel-Pkw.
In *FAD Dresden*, 2003. (citado en p. 22)
- Dullien F.A.L.**
Porous Media. Fluid transport and pore structure.
Academic Press, New York, 1992. (citado en p. 26)
- Eastwood P.**
Critical topics in exhaust gas aftertreatment.
Research Studies Press Ltd, 2000. (citado en pp. 14, 33)
- ElringKlinger A.G.**
Seal for combustion engine has catalysis element or particulate filter element connected to the seal with sealing plate whereby sealing plate has exhaust gas passage through which exhaust gas of combustion engine flows.
Patent Application DE 202006004489 (U1), 2006. (citado en p. 43)
- Fang C.P. y Kittelson D.B.**
The influence of a fibrous diesel particulate trap on the size distribution of emitted particles.
In *SAE Technical Paper 840362*, 1984. (citado en p. 19)
- Fino D., Russo N., Millo F., Vezza D., Ferrero F. y Chianale A.**
New tool for experimental analysis of diesel particulate filter loading.
Top Catalysis, Vol. 52, pp. 13–20, 2009. (citado en pp. 31, 106, 110)
- Fino D. y Specchia V.**
Open issues in oxidative catalysis for diesel particulate abatement.
Powder Technology, Vol. 180, pp. 64–73, 2008. (citado en p. 32)
- Friedlander S.K.**
Smoke, dust, and haze: Fundamentals of aerosol behavior.
John Wiley & Sons, 1977. (citado en p. 26)
- Frost y Sullivan.**
European market for next generation diesel engine technologies.
In *B389-18*, 2004. (citado en pp. 20, 21)
- Fuentes E.**
Caracterización de la influencia de las condiciones de operación de motor sobre la distribución de tamaños de las partículas diesel.
Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2006. (citado en p. 204)
- Furuta Y., Mizutani T., Miyairi Y., Yuki K. y Kurachi H.**
Study on next generation diesel particulate filter.
In *SAE Technical Paper 2009-01-0292*, 2009. (citado en p. 25)
- Gaiser G. y Mucha P.**
Prediction of pressure drop in diesel particulate filters considering ash deposit and partial regeneration.
In *SAE Technical Paper 2004-01-0158*, 2004. (citado en p. 107)
- Galindo J., Luján J.M., Serrano J.R., Dolz V. y Guilain S.**
Description of a heat transfer model suitable to calculate transient processes of turbocharged Diesel engines with one-dimensional gas-dynamic codes.
Applied Thermal Engineering, Vol. 26 n° 1, pp. 66–76, 2006. (citado en p. 71)

Galindo J., Serrano J. R., Arnau F. J. y Piqueras P.

Description of a semi-independent time discretization methodology for a one-dimensional gas dynamics model.

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 131, pp. 034504, 2009.

(citado en p. 4)

Galindo J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P.

Description and analysis of a one-dimensional gas-dynamic model with Independent Time Discretization.

In *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2008 Spring Technical Conference ICES2008*, 2008.

(citado en pp. 4, 59)

Gardner T., Yetkin A., Shotwell R., Kotrba A., Henry G., Zaki M. y Joseph H.

Evaluation of a DPF regeneration system and DOC performance using secondary fuel injection.

In *SAE Technical Paper 2009-01-2884*, 2009.

(citado en p. 34)

Groppi G. y Tronconi E.

Continuous vs. discrete models of non-adiabatic monolith catalyst.

AIChE Journal, Vol. 42, pp. 2382–2387, 1996.

(citado en pp. 67, 76, 79)

Gulati S.T. y Merry R.P.

Design considerations for mounting material for ceramic wall-flow diesel filters.

In *SAE Technical Paper 830457*, 1983.

(citado en p. 20)

Guo Z. y Zhang Z.

A one-dimensional numerical model for diesel particulate trap performance study during loading and regeneration.

International Journal of Engine Research, Vol. 6 n° 3, pp. 247–262, 2005.

(citado en p. 60)

Happel J.

Viscous flow in multiparticle systems: Slow motion of fluids relative to beds of spherical particles.

American Institute of Chemical Engineers Journal, Vol. 4, pp. 197–201, 1958.

(citado en p. 26)

Haralampous O. y Koltsakis G.C.

Intra-layer temperature gradients during regeneration of diesel particulate filters.

Chemical Engineering Science, Vol. 57, pp. 2345–2355, 2002.

(citado en pp. 65, 75, 76)

Harlow D.

In *Opening session, 13th DEER conference in Detroit*, 2007.

(citado en p. 39)

Hass F. y Fuess H.

Structural characterization of automotive catalysts.

Advanced Engineering Materials, Vol. 7(10), pp. 899913, 2005.

(citado en p. 16)

Heck R.M. y Farrauto R.J.

Catalytic air pollution control.

John Wiley & Sons, 1995.

(citado en pp. 15, 19, 233)

Heck R.M. y Farrauto R.J.

Catalytic air pollution control.

John Wiley & Sons, 2009.

(citado en p. 17)

Hicks J.T., Hill W.E. y Kotrba A.J.

DPF acoustic performance: An evaluation of various substrate materials and soot conditions.
In *SAE Technical Paper 2011-01-2198*, 2011. (citado en p. 124)

Hiereeth H.

Daimler-Benz AG car test with a free-running pressure-wave charger - A study for an advanced supercharging system.
In *SAE Technical Paper 890453*, 1989. (citado en pp. 3, 38)

Higuchi N., Mochida S. y Kojima M.

Optimized regeneration conditions of ceramic honeycomb diesel particulate filters.
In *SAE Technical Paper 830078*, 1983. (citado en p. 20)

Holman J.P.

Transferencia de calor.
McGraw-Hill, Interamericana de España, 1998. (citado en pp. 75, 155)

Howitt J. y Montierth M.

Cellular ceramic diesel particulate filter.
In *SAE Technical Paper 81104*, 1981. (citado en pp. 2, 20)

Hua X., Liu J., Herrin D.W. y Elnady T.

Numerical simulation of diesel particulate filters in exhaust systems.
In *SAE Technical Paper 2011-01-1559*, 2011. (citado en p. 125)

Ilicali C., Çetin M. y Cetin S.

Methods for the freezing time of ellipses.
Journal of Food Engineering, Vol. 28, pp. 361–372, 1996. (citado en p. 64)

Itoh A., Shimato K., Komori T., Okazoe H., Yamada T., Niimura K. y Watanabe Y.

Study of SiC application to diesel particulate filter (Part 1): Material development.
In *SAE Technical Paper 930360*, 1993. (citado en p. 21)

Jacobs T., Chatterjee S., Conway R., Walker A., Kramer J. y Mueller-Hass K.

Development of partial filter technology for HDD retrofit.
In *SAE Technical Paper 2006-01-0213*, 2006. (citado en p. 19)

Jenny E., Hansel J. y Mayer A.

The transient behaviour of supercharged passenger car diesel engines fitted with particulate traps.
In *SAE Technical Paper 890453*, 1989. (citado en pp. 3, 38)

Jeuland N., Montagne X. y Duret P.

New HCCI/CAI combustion process development: methodology for determination of relevant fuel parameters.
Oil and Gas Science and Technology - Rev. IFP, Vol. 59, pp. 571–579, 2004. (citado en p. 2)

Joergl V., Keller P., Weber O., Mueller-Hass K. y Konieczny R.

Influence of pre turbo catalyst design on diesel engine performance, emissions and fuel economy.
In *SAE Technical Paper 2008-01-0071*, 2008. (citado en pp. 41, 42, 174)

Johnson T.

Personal communication on LDV emission control technologies and cost study.
2011. Washington DC. (citado en p. 17)

Johnson T.V.

Diesel emission control in review - The last 12 months.

In *SAE Technical Paper 2003-01-0039*, 2003.

(citado en p. 36)

Johnson T.V.

Review of diesel emissions and control.

In *SAE Technical Paper 2010-01-0301*, 2010.

(citado en p. 2)

Katari A., Syed M., Sickels M., Wahl T. y Rajadurai S.

Effect of aspect ratio on pressure drop and acoustics in diesel particulate filters.

In *SAE Technical Paper 2004-01-0695*, 2004.

(citado en p. 124)

Khair M.G.

A review of diesel particulate filter technologies.

In *SAE Technical Paper 2003-01-2303*, 2003.

(citado en pp. 3, 20, 37)

Kimura S., Aoki O., Kitahara Y. y Aiyoshizawa E.

Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emissions standards.

In *SAE Technical Paper 2001-01-0200*, 2001.

(citado en p. 2)

Kittelson D.B.

Engines and nanoparticles, a review.

Journal of Aerosol Science, Vol. 29 n° 5-6, pp. 575–588, 1998.

(citado en p. 114)

Kiyota Y., Tsuji K., Kume S. y Nakayama O.

Development of diesel particulate trap oxidizer system.

In *SAE Technical Paper 860294*, 1986.

(citado en p. 18)

Koltsakis G., Bollerhoff T., Samaras Z. y Markomanolakis I.

Modeling the interactions of soot and SCR reactions in advanced DPF technologies with non-homogeneous wall structure.

In *SAE Technical Paper 2012-01-1298*, 2012.

(citado en pp. 22, 25)

Koltsakis G.C. y Stamatelos A. M.

Catalytic automotive exhaust aftertreatment.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 23(1) n° 1, pp. 1–39, 1997.

(citado en p. 17)

Konieczny R., Müller W., Cherington B., Presti M., Jayat F., Davies M.J. y Murphy P.R.

Pre-turbocharger-Catalyst - Catalytic performances on an Euro V type diesel engine and robust design development.

In *SAE Technical Paper 2008-01-0768*, 2008.

(citado en p. 41)

Konstandopoulos A.G.

Deposit growth dynamics: particle sticking and scattering phenomena.

Powder Technology, Vol. 109, pp. 262–277, 2000.

(citado en p. 104)

Konstandopoulos A.G.

Flow resistance descriptors for Diesel particulate filters: definitions, measurements and testing.

In *SAE Technical Paper 2003-01-0846*, 2003.

(citado en p. 101)

Konstandopoulos A.G.

Update on simulation of Diesel particulate emission control systems.

Ulysses. Modelling and Simulation Workshop. The future propulsion as One System, Cracow, May 2009. (citado en p. 85)

Konstandopoulos A.G. y Johnson J.H.

Wall-flow diesel particulate filters - Their pressure drop and collection efficiency.

In *SAE Technical Paper 890405*, 1989. (citado en pp. 27, 60, 100, 101)

Konstandopoulos A.G. y Kladopoulo E.

The optimum cell density for wall-flow monolithic filters: Effects of filter permeability, soot cake structure and ash loading.

In *SAE Technical Paper 2004-01-1133*, 2004. (citado en p. 23)

Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Skaperdas E., Papaioannou E., Zarvalis D. y Kladopoulou E.

Fundamental studies of diesel particulate filters: transient loading, regeneration and aging.

In *SAE Technical Paper 2000-01-1016*, 2000. (citado en pp. 29, 102, 103, 105, 116, 153)

Konstandopoulos A.G., Kostoglou M. y Housiada P.

Spatial non-uniformities in diesel particulate trap regeneration.

In *SAE Technical Paper 2001-01-0908*, 2001. (citado en p. 166)

Konstandopoulos A.G., Kostoglou M., Vlachos N. y Kladopoulo E.

Progress in diesel particulate filter simulation.

In *SAE Technical Paper 2005-01-0946*, 2005. (citado en pp. 24, 28, 32, 116)

Konstandopoulos A.G. y Papaioannou E.

Update on the science and technology of diesel particulate filters.

KONA Powder and Particle Journal, Vol. 26, 2008. (citado en pp. 19, 31)

Konstandopoulos A.G., Skaperdas E. y Masoudi M.

Inertial contributions to the pressure drop of diesel particulate filters.

In *SAE Technical Paper 2001-01-0909*, 2001. (citado en p. 28)

Konstandopoulos A.G., Skaperdas E. y Masoudi M.

Microstructural properties of soot deposits in diesel particulate traps.

In *SAE Technical Paper 2002-01-1015*, 2002. (citado en pp. 29, 32, 104, 116)

Konstandopoulos A.G., Skaperdas E., Warren J. y Allansson R.

Optimized filter design and selection criteria for continuously regenerating Diesel particulate traps.

In *SAE Technical Paper 1999-01-0468*, 1999. (citado en pp. 150, 174)

Konstandopoulos A.G., Vlachos N., Stavropoulos I. y Skopa S.

Study of a sintered metal Diesel particulate trap.

In *SAE Technical Paper 2005-01-0968*, 2005. (citado en p. 28)

Kostoglou M., Housiada P. y Konstandopoulos A.G.

Multi-channel simulation of regeneration in honeycomb monolith diesel particulate filters.

Chemical Engineering Science, Vol. 58, pp. 3273-3283, 2003. (citado en p. 58)

Kozeny J.

Über kapillare Leitung des Wassers in Boden.

Sitzungsberichte der Akademie der Wissenschaften in Wien, Vol. 271-306, pp. 136, 1927.

(citado en p. 26)

Kramer J., Pfahl U., Bruestle C., Diewald R. y Hunter G.

The PM-metalit: a PM control technology for Tier 4 off-highway applications.

In *SAE Technical Paper 2009-01-2838*, 2009. (citado en p. 19)

Krebs R., Szengel R., Middendorf H., Sperling H., Siebert W., Theobald J. y Michels K.

The New Dual-Charged FSI Petrol Engine by Volkswagen- Part 2: Thermodynamics.
MTZ Worldwide Edition, Vol. 66 n° 5-6, pp. 979–986, 2005. (citado en p. 245)

Kuwabara S.

The forces experienced by randomly distributed parallel circular cylinders or spheres in a viscous fluid at small Reynolds numbers.

Journal of the Physical Society of Japan, Vol. 14, pp. 527–532, 1959. (citado en p. 26)

Lapuerta M., Ballesteros R. y Agudelo J.R.

Effect of the gas state equation on the thermodynamic diagnostic of diesel combustion.
Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 1492–1499, 2006. (citado en p. 105)

Lapuerta M., Ballesteros R. y Martos F.J.

A method to determine the fractal dimension of diesel agglomerates.

Journal of Colloid and Interface Science, Vol. 303, pp. 149–158, 2006.
(citado en pp. 32, 102, 105, 116)

Lapuerta M., Oliva F. y Martínez-Martínez S.

Modeling of the soot accumulation in DPF under typical vehicle operating conditions.
In *SAE Technical Paper 2010-01-2097*, 2010. (citado en pp. 32, 116)

Laroo C., Schenk C., Sanchez J., McDonald J. y Smith P.

Emissions of PCDD/Fs, PCBs, and PAHs from a modern diesel engine equipped with selective catalytic reduction filters.

SAE International Journal of Engines, Vol. 6(2), pp. 1311–1339, 2013. (citado en p. 22)

Liati A. y Eggenschwiler P.D.

Characterization of particulate matter deposited in diesel particulate filters: Visual and analytical approach in macro-, micro- and nano-scales.

Combustion and Flame, Vol. 157(9), pp. 1658–1670, 2010. (citado en pp. 31, 110)

Luján J.M.

Recirculación interna de gases de combustión en motores Diesel sobrealimentados.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1998. (citado en p. 4)

Luján J.M., Galindo J. y Serrano J.R.

Efficiency characterization of centripetal turbines under pulsating flow conditions.

In *SAE Technical Paper 2001-01-0272*, 2001. (citado en p. 172)

Luján J.M., Galindo J., Serrano J.R. y Pla B.

A methodology to identify the intake charge cylinder-to-cylinder distribution in turbocharged direct injection Diesel engines.

Measurement Science and Technology, Vol. 19, pp. 065401, 2008. (citado en p. 210)

M. Pfeifer, Votsmeier M., Kögel M., Spurk P.C., Lox E.S. y Knoth J.F.

The second generation of catalyzed diesel particulate filter systems for passenger cars - Particulate filters with integrated oxidation catalyst function -

In *SAE Technical Paper 2005-01-1756*, 2005. (citado en p. 22)

MacMahon M.A., Faist C.H., Virk K.S. y Tierney W.T.

Alumina coated metal wool as a particulate filter for Diesel powered vehicles.

In *SAE Technical Paper 820183*, 1982. (citado en p. 19)

- Majewski A.**
Catalyzed Diesel Filters.
Technology Guide, 2002. (citado en p. 33)
- Majewski A.W.**
Electrical Regeneration.
Technology Guide, www.dieselnet.com, 2002. (citado en p. 35)
- Masoudi M.**
Hydrodynamics of diesel particulate filters.
In *SAE Technical Paper 2002-01-1016*, 2002. (citado en pp. 29, 104)
- Mayer A., Buck A. y Bressler H.**
The knitted particulate trap: Field experience and development progress.
In *SAE Technical Paper 930362*, 1993. (citado en p. 38)
- Mayer A., Schmidt R.M., Sudmanns H., Mattes P. y Buck A.**
Pre-turbo application of the knitted fiber diesel particulate trap.
In *SAE Technical Paper 940459*, 1994. (citado en pp. 3, 38, 42)
- Mayer K.P. y Nowotny B.**
Ein Berechnungsverfahren für Abgasschall-dämpfer von Viertaktmotoren.
MTZ Motortechnische Zeitschrift, Vol. 10 n^o 42, pp. 391–396, 1981. (citado en p. 38)
- Mikulic I., Zhan R. y Eakle S.**
Dependence of fuel consumption on engine backpressure generated by a DPF.
In *SAE Technical Paper 2010-01-0535*, 2010. (citado en p. 36)
- Miller P.R., Scholl J., Bagley S., Leddy D. y Johnson J.H.**
The effects of a porous ceramic particulate trap on the physical, chemical and biological character of diesel particulate emissions.
In *SAE Technical Paper 830457*, 1983. (citado en p. 20)
- Miyakawa N., Sato H., Maeno H. y Takahashi H.**
Characteristics of reaction-bonded porous silicon nitride honeycomb for DPF substrate.
JSAE Review, Vol. 24, pp. 269–276, 2003. (citado en p. 21)
- Mizuno Y., Miyairi Y., Katsube F., Ohara E., Takahashi A., Makino M., Mizutani T., Yuki K. y Kurachi H.**
Study on wall pore structure for next generation diesel particulate filter.
In *SAE Technical Paper 2008-01-0618*, 2008. (citado en pp. 24, 25)
- Mohammed H., Triana A.P., Yang S.L. y Johnson J.H.**
An advanced 1D 2-layer catalyzed diesel particulate filter model to simulate: filtration by the wall and particulate cake, oxidation in the wall and particulate cake by NO₂ and O₂ and regeneration by heat addition.
In *SAE Technical Paper 2006-01-0467*, 2006. (citado en pp. 29, 102, 104, 116)
- Moya D.**
Contribución a la predicción del ruido pulsante de admisión y escape en motores de combustión interna alternativos.
Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2005. (citado en pp. 4, 124)
- Munjaj M.L.**
Acoustics of ducts and mufflers.
John Wiley & Sons, New York, 1987. (citado en p. 124)

Murtagh M.J.

Diesel particulate filters (DPF): A short course.

In *Diesel particulate and NOx emissions course*, Ann Arbor, MI, 2002. University of Leeds.
(citado en pp. 18, 110)

Murtagh M.J., Sherwood D.L. y Socha L.S.

Development of a diesel particulate filter composition and its effect on thermal durability and filtration performance.

In *SAE Technical Paper 940235*, 1994. (citado en pp. 31, 106, 107, 110)

Nakatani K., Hirota S., Takeshima S., Itoh K., Tanaka T. y Dohmae K.

Simultaneous PM and NOx reduction system for diesel engines.

In *SAE Technical Paper 2002-01-0957*, 2002. (citado en p. 22)

Neef J.P.A., Makee M. y Moulijn J.A.

Diesel particulate emission control.

Fuel Processing Technology, Vol. 47 n° 1, pp. 1–69, 1996. (citado en pp. 33, 34)

Neer A. y Koylo U.

Effect of operating conditions on the size, morphology, and concentration of submicrometer particulates emitted from a Diesel engine.

Combustion and Flame, Vol. 146, pp. 142–154, 2006. (citado en pp. 32, 105, 116)

Noguchi S., Sogawa Y., Kawaguchi H. y Kono N.

A quantitative study of fuel efficiency of Diesel vehicles with diesel particulate filter in repeated test cycles.

In *SAE Technical Paper 2012-09-10*, 2012. (citado en pp. 37, 238)

Ogunwumi S.B., Tepesch P.D., Chapman T., Warren C.J., Melscoet-Chauvel I.M. y Tennent D.L.

Aluminium titanate compositions for diesel particulate filters.

In *SAE Technical Paper 2005-01-0583*, 2005. (citado en p. 22)

Ogyu K., Kudo A., Oshimi Y., Sato H. y Ohno K.

Characterization of thin wall SiC-DPF.

In *SAE Technical Paper 2003-01-0377*, 2003. (citado en p. 24)

Ogyu K., Ohno K., Hong S. y Komori T.

Ash storage capacity enhancement of diesel particulate filter.

In *SAE Technical Paper 2004-01-0949*, 2004. (citado en p. 23)

Ohara E., Mizuno Y., Miyairi T., Mizutani T., Yuuki K., Noguchi Y., Hiramatsu T., Makino M., Takahashi A. y Sakai H.

Filtration behaviour of diesel particulate filters.

In *SAE Technical Paper 2007-01-0921*, 2007. (citado en p. 30)

Okawara S., Tsuji S., Inoue M., Itatsu T., Nohara T. y Komatsu K.

Soot trapping and continuously oxidizing behaviour by flow-through metallic PM filter.

In *2005 JSAE Annual Congress*, pp. 233–247, 2005.
in Italian. (citado en p. 19)

Okazoe H., Yamada T., Niimura K., Watanabe Y., Itoh A., Shimato K. y Komori T.

Study of SiC application to diesel particulate filter (Part 2): Engine test results.

In *SAE Technical Paper 930361*, 1993. (citado en p. 21)

Opris C.N. y Johnson J.H.

A 2-D computational model describing the flow and filtration characteristics of a ceramic Diesel particulate trap.

In *SAE Technical Paper 980545*, 1998.

(citado en pp. 32, 60, 115)

Osborne D.T., Fritz S.G. e Iden M.

Exhaust emissions from a 2,850 kW EMD SD60M locomotive equipped with a diesel oxidation catalyst.

In *Joint Rail Conference and Internal Combustion Engine, Spring Technical Conference, Pueblo (Colorado)*, 2007.

(citado en p. 42)

Otani Y., Kanaoka C. y Hitoshi E.

Experimental study of aerosol filtration by the granular bed over a wide range of Reynolds number.

Aerosol Science and Technology, Vol. 10, pp. 463–474, 1989.

(citado en p. 30)

Outland R.J.

Ceramic filters for diesel exhaust particulates.

US Patent 4,276,071 (General Motors), 1981.

(citado en pp. 2, 20)

Pattas K., Samaras Z., Sherwood D., Umehara K., Cantiani C., Aquerre Charriol O., Barthe P. y Lemaire J.

Cordierite filter durability with cerium fuel additive: 100.000 km of revenue service in Athens.

In *SAE Technical Paper 920363*, 1992.

(citado en pp. 22, 33)

Pattas K. y Stamatelos A.

The effect of exhaust throttling on the Diesel Engine operation characteristics and thermal loading.

In *SAE Technical Paper 890399*, 1989.

(citado en p. 35)

Payri F., Benajes J., Galindo J. y Serrano J.R.

Modelling of turbocharged Diesel engines in transient operation. Part 2: Wave action models for calculating the operation in a High Speed Direct Injection engine.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 216, pp. 479–93, 2002.

(citado en pp. 4, 149)

Payri F., Broatch A., Serrano J. R. y Piqueras P.

Experimental-theoretical methodology for determination of inertial pressure drop distribution and pore structure properties in wall-flow diesel particulate filters (DPFs).

Energy, Vol. 36, pp. 6731–6744, 2011.

(citado en pp. 26, 28, 107, 116)

Payri F., Desantes J.M. y Broatch A.

Modified impulse method for the measurement of the frequency response of acoustic filters to weakly nonlinear transient excitations.

Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 107 n° 2, pp. 731–738, 2000.

(citado en p. 119)

Payri F., Serrano J.R., Piqueras P. y García-Afonso O.

Performance analysis of a turbocharged Heavy Duty Diesel Engine with a pre-turbo diesel particulate filter configuration.

SAE International Journal of Engines, Vol. 4 (2), pp. 2559–2575, 2011.

(citado en pp. 58, 160)

Perry R.H.

Perry's Chemical Engineers' Handbook.

McGraw-Hill, New York, 6th edition, 1984.

(citado en p. 30)

Piñero G., Vergara L., Desantes J.M. y Broatch A.

Estimation of velocity fluctuations in internal combustion engine exhaust systems through beam forming techniques.

Measurement Science and Technology, Vol. 11, pp. 1585–1595, 2000.

(citado en pp. 83, 127)

Piqueras P.

Contribución al modelado termo-fluidodinámico de filtros de partículas diesel de flujo de pared.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2010.

(citado en pp. 5, 6, 8, 20, 27, 58, 62, 85, 87, 107, 120, 121, 258)

Pla B.

Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores Diesel sobrealimentados.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2009.

(citado en p. 210)

Posada F., Bandivadekar A. y German J.

Estimated cost of emission control technologies for Light-Duty vehicles. Part 2 - Diesel.

In *SAE Technical Paper 2013-01-0539*, 2013.

(citado en p. 23)

Rao V.D., White J.E., Wade W.R., Aimone M.G. y Citanek H.A.

Advanced techniques for thermal and catalytic diesel particulate trap regeneration.

In *SAE Technical Paper 850014*, 1985.

(citado en p. 34)

Reizig M., Brück R., Konieczny R. y Treiber P.

New approaches to catalyst substrate application for Diesel engines.

In *SAE Technical Paper 2001-01-0189*, 2001.

(citado en pp. 3, 39, 40)

Richards P., Terry B., Vincent M. y Cook S.

Assessment of the performance of diesel particulate filter systems with fuel additives for enhanced regeneration characteristics.

In *SAE Technical Paper 1999-01-0112*, 1999.

(citado en p. 33)

Rockne K.J., Taghon G.L. y Kosson D.S.

Pore structure of soot deposits from several combustion sources.

Chemosphere, Vol. 41, pp. 1125–1135, 2000.

(citado en pp. 32, 116)

Rumpf H. y Gupte A.R.

Einfüsse und Korngrößenverteilung in Widerstandsdesetz der Porenströmung.

Chemie Ingenieur Technik, Vol. 43, pp. 367–375, 1971.

(citado en p. 26)

Russell A. y Epling W.S.

Diesel oxidation catalysts, catalysis reviews.

Science and Engineering, Vol. 53(4), pp. 337–423, 2011.

(citado en pp. 15, 16)

Salvat O., Marez P. y Belot G.

Passenger car serial application of a particulate filter system on a common rail Direct Injection Diesel Engine.

In *SAE Technical Paper 2000-01-0473*, 2000.

(citado en pp. 20, 34)

Saroglia G., Basso G., presti M., Reizig M. y Stock H.

Application of new diesel aftertreatment strategies on a production 1.9L common-rail turbocharged engine.

In *SAE Technical Paper 2002-01-1313*, 2002.

(citado en pp. 3, 40, 41)

Scheidegger A.E.

The physics of flow through porous media.

University Toronto Press, third edition, 1974.

(citado en pp. 24, 26)

Schindler K.P.

Why do we need the Diesel?

In *SAE Technical Paper 972684*, 1997.

(citado en pp. 1, 14)

Schrade F., Brammer M., Schaeffner J., Langeheineke K. y Kraemer L.

Physico-chemical modeling of an integrated SCR on DPF (SCR/DPF) system.

SAE International Journal of Engines, Vol. 5 n° 3, pp. 958–974, 2012. (citado en p. 22)

Schuster H.D.

Verminderung der partikelemission amb PKW-Motor.

VDI-Bericht, Vol. 559, 1985.

(citado en pp. 3, 37)

Serrano J.R.

Análisis y modelado de transitorios de carga en MEC turboalimentados.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 1999.

(citado en p. 4)

Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V. y Piqueras P.

Methodology for characterisation and simulation of turbocharged Diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing.

Applied Thermal Engineering, Vol. 29 n° 1, pp. 142–140, 2009.

(citado en pp. 4, 149)

Serrano J.R., Arnau F.J., Dolz V., Tiseira A. y Cervelló C.

A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero- and one-dimensional gas dynamics codes for internal combustion engines modelling.

Energy Conversion and Management, Vol. 49, pp. 3729–3745, 2008.

(citado en pp. 4, 172)

Serrano J.R., Climent H., Guardiola C. y Piqueras P.

Methodology for characterisation and simulation of turbocharged Diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation.

Applied Thermal Engineering, Vol. 29 n° 1, pp. 150–158, 2009.

(citado en pp. 4, 149)

Serrano J.R., Climent H., Piqueras P. y García-Afonso O.

Analysis of shock capturing methods for chemical species transport in unsteady compressible flow.

Mathematical and Computer Modelling, doi:10.1016/j.m.c.m.2011.026, 2012.

(citado en p. 61)

Sludder C.S., Storey J.M.E., Lewis S.A., Styles D., Giulano J.M. y Hoard J.W.

Hydrocarbons and particulate matter in EGR cooler deposits: Effects of gas flow rate, coolant temperature and oxidation catalyst.

In *SAE Technical Paper 2008-01-2467*, 2008.

(citado en pp. 44, 154)

Sorenson S.C., Hoy J.W. y Stobbe P.

Flow characteristics of SiC diesel particulate filter material.

In *SAE Technical Paper 940236*, 1994.

(citado en p. 21)

Stamatelos A. M.

A review of the effect of particulate traps on the efficiency of vehicle Diesel engines.

Energy Conversion and Management, Vol. 38 n° 1, pp. 83–99, 1997.

(citado en pp. 36, 37)

Stewart M.L., Gallant T.R., Kim D.H., Maupin G.D. y Zelenyuk A.

Fuel efficient diesel particulate filter (DPF) modeling and development.

In *Pacific Northwest National Laboratory, PNNL-19476*, 2010.

(citado en pp. 31, 106, 110)

Subramaniam M.N., Joergl M.N., Keller V., Weber O., Toyoshima T. y Vogt C.D.

Feasibility assessment of a pre-turbo after-treatment system with a 1D modeling Approach.

In *SAE Technical Paper 2009-01-1276*, 2009.

(citado en pp. 3, 42, 84, 87, 160, 161, 168, 176, 183, 242, 269)

Sutton M., Britton N., Otterholm B., P. Tengstron, Frennfelt C., Walker A. y Murray I.

Investigations into lubricant blocking of diesel particulate filters.

In *SAE Technical Paper 2004-01-3013*, 2004.

(citado en p. 22)

Takashi M., Hideo N., Toshio I., Kazuya O. y Seiji I.

Exhaust gas recirculating system.

Patent Application JP2005232996 (A), 2005. (citado en p. 44)

Tan J., Solbring C. y Schmiege S.J.

The development of advanced 2-Way SCR/DPF systems to meet future Heavy-Duty Diesel emissions.

In *SAE Technical Paper 2011-01-1140*, 2011.

(citado en p. 22)

Tandon P., Heibel A., Whitmore J., N. Kekre y Chithapragada K.

Measurement and prediction of filtration efficiency evolution of soot loaded diesel particulate filters.

Chemical Engineering Science, Vol. 65, pp. 47514760, 2010.

(citado en p. 30)

Tang W., Wahiduzzaman S., Wenzel S. y Wang W.

Modeling aspects of asymmetric channel configuration DPFs.

In *SAE Technical Paper 2009-01-1272*, 2009.

(citado en p. 23)

Tiseira A.

Caracterización experimental y modelado de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación.

Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2008.

(citado en p. 4)

Torregrosa A.J., Broatch A., Climent H. y T. Fernandez.

Time-domain modelling of turbo-compressors in DI diesel engines.

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, pp. 445–457, 2006.

(citado en pp. 83, 128)

Torregrosa A.J., Serrano J.R., Arnau F.J. y Piqueras P.

A fluid dynamic model for unsteady compressible flow in wall-flow diesel particulate filters.

Energy, Vol. 36, pp. 671–684, 2011.

(citado en pp. 6, 58, 86, 121)

Toshihisa S., Hiromichi Y., Yoshimitsu H., Yoshio Y. y Zenichiro K.

Exhaust emission control device.

Patent Application JP2002364335 (A), 2005. (citado en p. 44)

Tourlonias P. y Koltsakis G.

Model-based comparative study of Euro 6 diesel aftertreatment concepts, focusing on fuel consumption.

International Journal of Engine Research, Vol. 12 n° 3, pp. 238–251, 2011.

(citado en pp. 36, 37, 233)

- Tutko J.J., Lestz S.S., Brockmeyer J.W. y Dore J.E.**
Feasibility of ceramic foam of diesel particulate trap.
In *SAE Technical Paper 840073*, 1984. (citado en p. 18)
- Twigg M.**
Roles of catalytic oxidation in control of vehicle exhaust emissions.
Catalysis Today, Vol. 117(4), pp. 407418, 2006. (citado en pp. 15, 16)
- Van Doorn J., Varloud J., Mériaudeau P. y Perrichon V.**
Effect of support material on the catalytic combustion of diesel soot particulates.
Applied Catalysis B: Environmental, Vol. 1 n° 2, pp. 117–127, 1992. (citado en p. 33)
- Votruba J., Mikus O., Nguen K., Hlavacek V. y Skrivanek J.**
Heat and mass transfer in honeycomb catalyst -II.
Chemical Engineering Science, Vol. 30, pp. 201–206, 1975. (citado en p. 74)
- Vressner A., Gabrielson P., Gekas I. y Senar E.**
Meeting the EURO VI NOx emission legislation using a EURO IV Base Engine and a SCR/ASC/DOC/DPF configuration in the World Harmonized Transient Cycle.
In *SAE Technical Paper 2010-01-1216*, 2010-01-1216. (citado en p. 158)
- Waldemar L.**
Metodología para la medida de partículas en condiciones dinámicas de operación del motor Diesel.
Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, 2013. (citado en p. 205)
- Watanabe Y., Araki Y., Kobashi K. y Henda Y.**
An exhaust gas purification device for a compression-ignition combustion engines.
Patent Application EP 0823545 (B1), 2002. (citado en p. 43)
- Watson N. y Janota S.**
Turbocharging the internal combustion engine.
MacMillan Publishers Ltd, London, 1982. (citado en pp. 152, 153, 171, 173)
- Winsor R.E. y Baumgard K.J.**
Internal combustion engine with a dual particulate traps ahead of turbocharger.
Patent Application US/2009 0151328 (A1), 2009. (citado en p. 43)
- Winterbone D.E. y Pearson R.J.**
A solution of the wave equations using real gases.
International Journal of Mechanical Science, Vol. 34 n° 12, pp. 917–932, 1992.
(citado en p. 59)
- Yamamoto K., Oohori A., Yamashita H. y Daido S.**
Simulation on soot deposition and combustion in diesel particulate filter.
Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32, pp. 1965–1972, 2009.
(citado en pp. 31, 106)
- Yamamoto K., Satake S., Yamashita H., Takada N. y Misawa M.**
Lattice Boltzmann simulation on porous structure and soot accumulation.
Mathematics and Computers in Simulation, Vol. 72, pp. 257–263, 2006.
(citado en pp. 31, 106)

Yapaulo R.A., Wirojsakunchai E., Orita T., Foster D.E., Akard M., Walker L.R. y Lance M.J.

Impact of filtration velocities and particulate matter characteristics on diesel particulate filter wall loading.

International Journal of Engine Research, Vol. 10 n° 5, pp. 287–304, 2009.

(citado en pp. 31, 106, 110)

Yuuki K., Ito T., Sakamoto H., Matsubara R., Hashimoto S. y Hamanaka T.

The effect of SiC properties on the performance of catalyzed Diesel particulate filter (DPF).

In *SAE Technical Paper 2003-01-0383*, 2003.

(citado en p. 24)

Zarvalis D., Vlachos N., Lorentzou S. y Konstandopoulos A.G.

Development of a multi-functional reactor with integrated heat recovery capability.

In *Proceedings of GPC 2009, vol. 53 [CD-ROM], Global powertrain congress: June 23–24, Vaals, The Netherlands.*, 2009.

(citado en p. 89)

Zhan R., Li W., Eakle S.T. y Weber P.A.

Development of a novel device to improve urea evaporation, mixing and distribution to enhance SCR performance.

In *SAE Technical Paper 2010-01-1185*, 2011.

(citado en p. 165)

Zheng M., Reader G.T. y Hawley J.G.

Diesel engine exhaust gas recirculation - a review on advanced and novel concepts.

Energy Conversion and Management, Vol. 45, pp. 883–900, 2004.

(citado en p. 2)

Zhu J., Lee K.O., Yozgatligil A. y Choi M.Y.

Effects of engine operating conditions on morphology, microstructure, and fractal geometry of light-duty diesel engine particulates.

Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 30, pp. 2781–2789, 2005.

(citado en pp. 32, 116)